

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Піонткевич Олег Володимирович

УДК 621.22

ДИСЕРТАЦІЯ

Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача

05.02.02 – машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ О.В. Піонткевич

Науковий керівник Козлов Леонід Геннадійович, доктор технічних наук, доцент

Київ – 2019

АНОТАЦІЯ

Піонткевич О.В. Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», МОН України, Київ, 2019.

Дисертація присвячена підвищенню ефективності роботи гідроприводу стріли фронтального навантажувача, що забезпечує зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, а також стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксацію навантаженого виконавчого органу в робочій позиції при мінімальних витках з камери гідродвигуна за рахунок розробки гідроприводу з врівноважувальним клапаном.

На сьогоднішній день в будівництві, промисловості та сільському господарстві широко використовуються фронтальні навантажувачі на базі колісних тракторів. Такі навантажувачі розроблені в кінці ХХ століття, їх системи приводів вважаються морально застарілими, оскільки будуються на базі нерегульованих насосів. В гідросистемах таких машин мають місце значні втрати потужності. Через низький ступінь герметичності золотникової гідроапаратури відсутня фіксація навантаженого виконавчого органу в певній позиції протягом тривалого часу. А система керування гідроприводом, що включає дросель із зворотнім клапаном не забезпечує стабілізацію швидкості руху виконавчого органу та характеризується значними непродуктивними втратами.

Загальною причиною вищевказаних недоліків є відсутність гідрозамків та гальмівних клапанів в схемах гідроприводу фронтального навантажувача. Створення врівноважувального клапана, який об'єднує функціональні можливості як гідрозамків, так і гальмівних клапанів, дозволить підвищити ефективність роботи гідроприводів фронтальних навантажувачів, шляхом

зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, а також підвищить умови роботи, шляхом стабілізації швидкості руху гідродвигуна та фіксації навантаженого виконавчого органу в робочій позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна, що визначає мету дисертаційної роботи.

Згідно поставленої мети при створенні врівноважувального клапана для імітаційного моделювання течії робочої рідини та розрахунку тензору моменту інерції стріли фронтального навантажувача застосовано метод скінченних елементів. При розв'язанні математичних моделей використано однокроковий модифікований метод Розенброка 2-го порядку. При проведенні оптимізації конструктивних параметрів врівноважувального клапана використано методом LP-пошуку.

Адекватність розробленої математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли, за допомогою програмного пакету MATLAB, підтверджена за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

Наукова новизна дисертаційної роботи полягає в наступних положеннях:

- вперше розроблено нелінійні математичні моделі багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача на основі стохастичних характеристик тензора моменту інерції виконавчого органу, визначеної залежності витратної характеристики врівноважувального клапана та отриманої залежності величини гідродинамічної сили на основному золотнику, що адекватно описує робочі процеси в гідроприводі;

- вперше отримано залежність величини гідродинамічної сили на основному золотнику, що має конусну поверхню та різні пази, від подачі робочої рідини через врівноважувальний клапан та величини тиску створеного вантажем;

- вперше отримано залежність швидкодії сервозолотника врівноважувального клапана від величини навантаження на виконавчому органі при зміні робочих режимів гідроприводу;

- отримала подальший розвиток методика оптимізації конструктивних параметрів врівноважувального клапана на основі розробленого комплексного

критерію оптимізації, що враховує статичні, динамічні та енергетичні характеристики при режимах роботи із зустрічним і супутнім навантаженнями.

Практична цінність одержаних результатів полягає в наступному:

- підвищено ефективність гідросистеми фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» шляхом встановлення врівноважувальних клапанів замість дроселів та досягнуто зменшення затрат енергії на 35% за робочий цикл при максимальній подачі насосу. Зменшено похибку стабілізації швидкості руху виконавчого органу до 8%. Забезпечено ступінь герметичності врівноважувального клапана до 0,4 мл/хв в діапазоні тиску 7-20 МПа від навантаження;

- створено нову схему багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, яка зменшує енергетичні втрати в гідроприводі, забезпечує стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксацію навантаженого виконавчого органу в необхідній позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна;

- створено методику розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, яка враховує особливості течії робочої рідини по його каналам при режимах роботи із зустрічним та супутнім навантаженнями;

- створено алгоритм розрахунку врівноважувального клапана щодо вибору оптимальних конструктивних параметрів, які забезпечують покращені статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу при режимах роботи із зустрічним і супутнім навантаженнями;

- розроблено конструкцію врівноважувального клапана, який зменшує енергетичні втрати в гідроприводі, забезпечує стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксує навантажений виконавчий орган в певній позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна. На основі математичного моделювання та експериментальних досліджень дослідного зразка врівноважувального клапана підтверджено очікувані технічні показники;

- удосконалено схему гідроприводів екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» шляхом встановлення врівноважувальних клапанів.

Застосування врівноважувального клапана в гідроприводі фронтального навантажувача дозволяє зменшити непродуктивні втрати енергії (до 35%) за рахунок тиску до 3 МПа на керування опусканням виконавчого органу.

Одержані в роботі практичні результати прийняті до впровадження на підприємстві ЗАТ «Левада» м. Вінниця.

Новизну результатів дослідження захищено патентом України на корисну модель, зокрема гідропривод з гідрозамком (Патент № 107185 України). Результати дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес: кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету при викладанні дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» для студентів спеціальності 131 – «Прикладна механіка».

Ключові слова: врівноважувальний клапан, математична модель, гідропривод, гідродинамічна сила, ступінь герметичності, тензор моменту інерції, фронтальний навантажувач.

Основні результати дисертаційних досліджень опубліковані в 19 наукових працях, перелік яких наведено нижче.

У фахових виданнях:

1. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість та швидкодію гідропривода з електрогідравлічним керуванням / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – С. 29–33.

2. Козлов Л. Г. Експериментальний стенд для визначення характеристик гідроприводів з пропорційним керуванням/ Л.Г. Козлов, В.А. Ковальчук, С.М. Лозовський, А.О. Товкач, О.В. Піонткевич, М.П. Коріненко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №. 4. – С. 74-78.

3. Козлов Л. Г. Дослідження статичних і динамічних характеристик систем керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів

[Електронний ресурс]. / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – №. 3. – 6 с. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/416>. (видання входить до наукометричних баз даних IndexCopernicus, РИНЦ)

4. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2: – С. 68– 76.

5. Polishchuk L. Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 2. – №. 8 (80). – С. 22–29. (видання входить до наукометричних баз даних SCOPUS, CrossRef, IndexCopernicus, American Chemical Society, РИНЦ, WorldCat, Ulrich's Periodicals Directory, BASE, ResearchBib, CiteFactor).

Патент України на корисну модель

6. Патент №107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – № u201511543; заявл. 23.11.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с.

Матеріали та тези конференцій

7. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на швидкодію механотронного гідропривода / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // Матеріали XI Міжнародної конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)». – 2012. – С. 198–199.

8. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість гідроприводу стріли фронтального навантажувача / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А.О. Іванов, Т.А. Іванчук // XLV Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2016. – 2с.

9. Піонткевич О. В. Вплив параметрів гальмівного клапана на динамічні характеристики гідропривода / О. В. Піонткевич // II Міжнародна науково-

практична Інтернет-конференція "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи", ВНТУ. – 2016. – 3 с.

10. Козлов Л. Г. Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич // XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. : тези доп. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – С. 134–136.

11. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve [Текст] / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D. D. Ubidia Rodrigues // Тези доповідей II-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідро- та пневмоприводи машин», м. Вінниця, 15-16 листопада 2016 р. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – С. 119–120

12. Козлов Л. Г. Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів для гідросистем / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С.І. Котик // XLVI Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2017. – 2с.

13. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195–200.

14. Піонткевич О. В. Визначення ступеня герметичності багатофункціонального гальмівного клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 118–119.

15. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych //

IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p. (видання входить до наукометричних баз даних Science (CPCI-S) (Thomson Reuters, Web of Science), Scopus, Compendex, Inspec, INIS (International Nuclear Information System), Chemical Abstracts, NASA Astrophysics Data System, Polymer Library).

16. Kozlov L. H. Reduction of nonproductive losses in the hydraulic drive control system of a mobile machine on the basis of the counterbalance valve / L.H. Kozlov, O.V. Piontkevych, S.I. Kotyk, W.P.B. Mbouyim // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»: міжнар. наук.-техн. конф., 3-6 жовтня 2017 – С. 68–69.

17. Козлов Л. Г. Аналіз енергетичних втрат в системі керування гідроприводом фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик, В. П. Б. Мбуїм // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>.

18. Козлов Л. Г. Експериментальні дослідження характеристик врівноважувального клапана для системи керування гідроприводом фронтального навантажувача [Текст] / Л. Г. Козлов, Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Технології та інфраструктура транспорту», м. Харків, 14-16 травня 2018 р. – Харків : УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – С. 66–68.

19. Піонткевич О. В. Дослідження сервозолотника врівноважувального клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук // Матеріали XXIII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Київ, 19-22 червня 2018 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2018. – С. 157-159.

ABSTRACT

Piontkevych O.V. Improving the efficiency of the multi-mode hydraulic drive of the front-end loader. – Qualification scientific work on the rights of manuscripts.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.02.02 – Engineering Science. – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" MES of Ukraine, Kyiv, 2019.

The thesis is devoted to improving the efficiency of the hydraulic drive of the front-end loader boom, which reduces the energy losses in the hydraulic drive, as well as stabilizing the speed of its hydraulic cylinders and fixing the loaded boom in the working position with minimal leaks from the hydraulic cylinder chamber by developing a hydraulic drive based on a counterbalance valve.

Today, tractor based front-end loaders are widely used in construction, industry and agriculture. Such loaders were developed at the end of the twentieth century, their hydraulic drive systems are considered obsolete, since they are built on the basis of unregulated pumps. In the hydraulic control systems of such machines there are significant power losses. Due to the low degree of tightness of the spool hydraulic equipment, there is no fixation of the loaded boom in a certain position for a long time. A hydraulic control system that uses throttle elements does not stabilize the speed of movement of the executive body and is characterized by significant unproductive losses.

A common cause of the above disadvantages is the lack of a hydraulic lock and brake valves in the hydraulic drive schemes of the front loader. Creating a counterbalance valve, which combines the functionality of both the hydraulic lock and brake valves, will increase the efficiency of the hydraulic drive of front-end loaders by reducing energy losses in the hydraulic drive, as well as improve working conditions, by stabilizing the speed of the hydraulic cylinders and fixing the loaded boom in the working position with minimal leakage from the chamber of the hydraulic cylinders, which determines the purpose of the dissertation work.

According to the stated purpose, a method of finite element was used to simulate the flow of the working fluid and calculate the inertia tensor for creating a counterbalance valve. During the solving mathematical models, the one-step modified Rosenbrock method of the 2nd order was used. During the optimizing the design parameters of a counterbalance valve, the method of LP-search was used.

The adequacy of the developed mathematical model of the hydraulic drive of an experimental sample of a loader boom, using the MATLAB software package, was confirmed by the Fisher criterion with a 95% probability.

The scientific novelty of the dissertation work consists in the following principles:

- for the first time nonlinear mathematical models of a multi-mode hydraulic drive for the front-end loader boom was developed that adequately describes the working processes in the hydraulic drive based on the stochastic characteristics of the moment of inertia of the boom, a dependence of the flow characteristics of the counterbalance valve and the dependence of the magnitude of the hydrodynamic force on the main spool;

- for the first time, the dependence of the hydrodynamic force on the main spool, which has a tapered surface and mortise grooves was studied, on the supply of working fluid through the counterbalance valve and the pressure created by the load;

- for the first time, the dependence speed of the servo-spool of the counterbalance valve was found on the load on the boom when the operating modes of the hydraulic drive;

- the methodology for optimizing the design parameters of a counterbalance valve based on the developed complex criterion, taking into account static, dynamic and energy characteristics under operating conditions with counter and associated loads, was further developed.

The practical importance of the results obtained is as follows:

- the efficiency of the hydraulic system of the «BOREX 2206» front-end loader was improved by installing counterbalance valves instead of throttles and a

35% reduction in energy costs per average operating cycle was achieved. Reduced the error of stabilization of the speed of the executive body to 8%. The degree of tightness of the counterbalance valve is ensured up to 0,4 ml/min in the pressure range of 7-20 MPa from the load;

- a new scheme of the hydraulic drive of the front-end loader boom with a counterbalance valve has been developed, which reduces the energy losses in the hydraulic drive, stabilizes the speed of its hydraulic cylinders and fixes the loaded boom in a certain position with minimal leaks from the hydraulic cylinders chamber;

- a method was developed for calculating the hydrodynamic force on the main spool of a counterbalance valve, which takes into account the peculiarities of the flow of working fluid through its channels;

- an algorithm has been created for calculating the counterbalance valve for the selection of optimal design parameters that provide improved static, dynamic and energy characteristics of the hydraulic drive under operating conditions with counter and associated loads;

- the construction of a counterbalance valve has been created, which reduces the energy losses in the hydraulic drive, stabilizes the speed of its hydraulic cylinders and fixes the loaded boom in a certain position with minimal leaks from the hydraulic cylinder chamber. Based on mathematical modeling and experimental research of a prototype counterbalance valve, the expected technical indicators are confirmed;

- the scheme of hydraulic drive of the excavator-loader “BOPEKC 2206” on the basis of a counterbalance valve has been improved.

The use of a counterbalance valve in the hydraulic drive of the front-end loader allows to reduce unproductive energy losses (up to 35%) due to pressure up to 3 MPa to control the lowering of the drive.

The practical results obtained in the work was accepted for implementation at the enterprise of CJSC «Levada» in city Vinnytsia.

The novelty of the research results is protected by a patent of Ukraine for a utility model, in particular, a hydraulic drive from a hydraulic lock (Patent No.

107185 Ukraine). The results of the thesis were introduced into the educational process: the Department of Technology and Automation of Mechanical Engineering of Vinnitsa National Technical University in teaching the discipline "Hydraulics, hydraulic and pneumatic drives" for students of the specialty 131 - "Applied Mechanics".

Key words: counterbalance valve, mathematical model, hydraulic drive, hydrodynamic force, degree of tightness, inertia tensor, front-end loader.

The main results of the dissertation researches are published in 19 scientific works that are show below.

In professional publications:

1. Kozlov L. G. Influence of parameters on the stability and speed of a hydraulic drive with electro-hydraulic control / L. G. Kozlov, O. L. Gaydamak, O. V. Piontkevich // Vestnik Khmelnytsky National University. Technical science. - 2013. - pp. 29-33.

2. Kozlov L. G. Experimental stand for determining the characteristics of hydraulic drives with proportional control / L.G. Kozlov, V.A. Kovalchuk, S.M. Lozovsky, A.A. Pestle, O.V. Piontkevich, M.P. Korinenko // Industrial hydraulics and pneumatics. - 2013. - №. 4. - pp. 74-78.

3. Kozlov L. G. Investigation of static and dynamic characteristics of control systems for hydraulic devices based on proportional electromagnets [Electronic resource]. / L. G. Kozlov, V. A. Kovalchuk, O. V. Piontkevich, M. P. Korinenko // Scientific works of Vinnitsa National Technical University. - 2014. - №. 3. - P. 6. Access mode: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/416>.

4. Piontkevich O.V. Influence of parameters of a control system by a hydraulic drive of a mobile working machine on dynamic characteristics / O.V.Piontkevich // Bulletin of mechanical engineering and transport. - 2016. - №2: - pp. 68-76.

5. Polishchuk L. Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye.

Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – T. 2. – №. 8 (80). – pp. 22–29.

Patents and Certificates

6. Patent No 107185 of Ukraine (МПК) E 02 F 9/22. A hydraulic drive from a hydraulic lock / L. G. Kozlov, O. V. Piontkevych. – No u201511543; application 23.11.2015; published 25.05.2016, Bulletin No 10. – 8 c.

Materials and conference abstracts

7. Kozlov L. G. Influence of control system parameters on the speed of a mechatronic hydraulic drive / L. G. Kozlov, O. L. Gaydamak, O. V. Piontkevich // Materials of the XI International Conference “Control and Control in Complex Systems (KUSS-2012)”. - 2012. - C. 198-199.

8. Kozlov L. G. Influence of parameters on the stability of the hydraulic drive of the front loader boom / L.G. Kozlov, O.V. Piontkevich, A.O. Ivanov, T.A. Ivanchuk // XLV Scientific-Technical Conference of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport. - 2016. - 2p.

9. Piontkevich O.V. Influence of the brake valve parameters on the dynamic characteristics of the hydraulic drive / O.V. Piontkevich // II International Scientific and Practical Conference "Youth in Technical Sciences: Research, Problems, Prospects", NTB. - 2016. - 3 p.

10. Kozlov L. G. Determination of hydrodynamic force on the spool of a brake valve based on simulation modeling of the working fluid flow in its channels / L. G. Kozlov, O. V. Piontkevich // XXI International Scientific and Technical Conference "Hydro-Mechanics in Engineering Practice": international . scientific and technical Conf., May 24-27, 2016: abstracts ext. - Kiev: NTUU "KPI", 2016. - pp. 134-136.

11. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve [Текст] / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D. D. Ubidia Rodrigues // Abstracts of the reports of the II-nd International Scientific-Technical Conference

"Hydro and Pneumatic Drives of Machines", Vinnitsa, November 15-16, 2016 - Vinnitsya: VNTU, 2016. - pp. 119-120.

12. Kozlov L. G. Review of schemes and designs of brake valves for hydraulic systems / L.G. Kozlov, O.V. Piontkevich, S.I. Kotik // XLVI Scientific-Technical Conference of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport. - 2017. - 2p.

13. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavska // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – pp. 195–200.

14. Piontkevich O. V. Determining the degree of tightness of a multifunctional counterbalance valve [Text] / O. V. Piontkevich, L. G. Kozlov // Proceedings of the XXIIth International Scientific and Technical Conference "Hydraulic Mechanics in Engineering Practice", Cherkasy-Kiev, May 23-26 2017 - Kiev: NTUU "KPI them. I. Sikorsky ", 2017. - pp. 118-119.

15. Kozlov L. H. Reduction of nonproductive losses in the hydraulic drive control system of a mobile machine on the basis of the counterbalance valve / L.H. Kozlov, O.V. Piontkevych, S.I. Kotyk, W.P.B. Mbouyim // XVIII International Scientific and Technical Conference AS AHWP "Industrial Hydraulics and Pneumatics": Int. scientific and technical Conf., 3-6 October 2017 - pp. 68-69.

16. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p.

17. Kozlov L. G. Analysis of the energy losses in the control system of the hydraulic actuator of the BOREX 2206 front loader [Electronic resource] / L. G. Kozlov, O. V. Piontkevich, S. I. Kotik, V. P. B. Mbimim // materials XLVII scientific and technical conference units VNTU, Vinnitsa, March 14-23, 2018 - Electron. text. data. - 2018. - Access mode: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>.

18. Kozlov L. G. Experimental studies of the characteristics of a counterbalance valve for a front loader hydraulic drive control system [Text] / L. G. Kozlov, L. K. Polishchuk, O. V. Piontkevich, M. P. Korinenko // Proceedings of the International Scientific and Technical conference "Technologies and infrastructure of transport", Kharkiv, May 14-16, 2018 - Kharkov: UkrDUZT, 2018. - Part 1. - pp. 66-68.

19. Piontkevich O. V. Investigation of a Servo-Collating Balancing Valve [Text] / O. V. Piontkevich, L. G. Kozlov, V. A. Kovalchuk // Proceedings of the XXIIIth International Scientific and Technical Conference "Hydro-Mechanics in Engineering Practice", Kiev., June 19-22, 2018 - Kiev: NTUU "KPI them. I. Sikorsky", 2018. - pp. 157-159.

ЗМІСТ

ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНІ СХЕМИ ГІДРОСИСТЕМ ФРОНТАЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ, ОГЛЯД КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ПОБУДОВИ ГАЛЬМІВНИХ КЛАПАНІВ ТА РОБІТ ПО ДОСЛІДЖЕННЮ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ	26
1.1 Огляд сучасних схем гідросистем фронтальних навантажувачів	26
1.2 Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів	37
1.3 Огляд робіт по дослідженням робочих процесів в гідроприводах з гальмівними клапанами	54
1.4 Висновки. Обґрунтування мети та задач дисертаційної роботи	58
РОЗДІЛ 2 БАГАТОРЕЖИМНИЙ ГІДРОПРИВОД СТІЛИ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА	61
2.1 Схема багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном	61
2.2 Врівноважувальний клапан для багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача	66
2.3 Розрахункові схеми гідроприводу стріли навантажувача з врівноважувальним клапаном для режимів зустрічного та супутнього навантаження	74
2.4 Висновки	77
РОЗДІЛ 3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ЗРАЗКА ГІДРОПРИВОДУ СТІЛИ	79
3.1 Розрахунок тензора моменту інерції виконавчого органу та сил тертя рухомих ланок експериментального зразка гідроприводу стріли	79
3.2 Математичні моделі експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном при зустрічному та супутньому навантаженнях	88

3.2.1 Розрахункова схема та нелінійна математична модель експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні	89
3.2.2 Розрахункова схема та нелінійна математична модель експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні	100
3.3 Дослідження стійкості роботи експериментального зразка гідроприводу стріли	103
3.4 Дослідження статичних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли	108
3.5 Дослідження динамічних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли	112
3.6 Дослідження енергетичних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли	116
3.7 Оптимізація конструкції врівноважувального клапана для експериментального зразка гідроприводу стріли	122
3.8 Висновки	125
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОПРИВОДАХ З ВРІВНОВАЖУВАЛЬНИМ КЛАПАНОМ	129
4.1 Дослідний зразок врівноважувального клапана	129
4.2 Визначення ступеня герметичності врівноважувального клапана	132
4.3 Визначення статичних характеристик експериментального зразка с гідроприводу стріли	136
4.4 Визначення динамічних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли	142
4.5 Конструкція врівноважувального клапана та його технічні характеристики	148
4.6 Висновки	150

РОЗДІЛ 5 РОЗРОБЛЕННЯ ГІДРОСИСТЕМИ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА	152
5.1 Розробка удосконаленої гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206»	152
5.2 Вплив переміщення екскаватора-навантажувача «БОРЕКС2206» на динамічні характеристики гідроприводу стріли	155
5.3 Зменшення енергетичних втрат в гідроприводі фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206»	158
5.4 Висновки	165
ВИСНОВКИ	167
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	170
ДОДАТКИ	184
ДОДАТОК А. Методика розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана	185
ДОДАТОК Б. Розрахунок тензора моменту інерції $I_m=f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ стріли фронтального навантажувача в середовищі MATLAB–Simulink	199
ДОДАТОК В. Методика розв’язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли в середовищі MATLAB Simulink	202
ДОДАТОК Г. Залежність змінних стану гідроприводу від часу в перехідному процесі в середовищі MATLAB Simulink	207
ДОДАТОК Д. Дослідження впливу конструктивних параметрів врівноважувального клапана на перехідні процеси в гідроприводі стріли під час математичного моделювання в середовищі MATLAB Simulink	211
ДОДАТОК Е. Розрахунок оптимальних конструктивних параметрів врівноважувального клапана для експериментального зразка гідроприводу стріли	218
ДОДАТОК Ж. Апроксимація залежності величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан за результатами дослідження статичних	

	19
характеристик гідроприводу	225
ДОДАТОК И. Підтвердження адекватності математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли	226
ДОДАТОК К. Дослідження швидкодії сервозолотника врівноважувального клапана	230
ДОДАТОК Л. Алгоритм розрахунку конструктивних параметрів врівноважувального клапана для багаторежимного гідроприводу	232
ДОДАТОК М. Розрахункові схеми та математичні моделі багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача	233
ДОДАТОК Н. Оптимізація конструктивних параметрів врівноважувального клапана для багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача	238
ДОДАТОК П. Акти впровадження результатів дисертації	244
ДОДАТОК Р. Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації	246

ВСТУП

Актуальність теми. В гідроприводах фронтальних навантажувачів для колісних тракторів мають місце значні втрати потужності при багаторежимній експлуатації. Через недостатній ступінь герметичності золотникової гідроапаратури відсутня надійна фіксація навантаженого виконавчого органу в робочій позиції протягом тривалого часу. Використання дроселів із зворотними клапанами в гідроприводі не забезпечує стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та характеризується значними непродуктивними втратами при роботі з недовантаженим виконавчим органом.

Існують схеми гідроприводів з гальмівними клапанами, які дають можливість зменшити непродуктивні втрати при роботі мобільної машини та забезпечити стабілізацію швидкості руху гідродвигунів. Розрізняють конструкції гальмівних клапанів із внутрішнім, зовнішнім та змішаними типом керування. При використанні гальмівних клапанів із внутрішнім типом керування потрібно проводити налаштування його пружини при кожній зміні навантаження. Гальмівні клапани із зовнішнім типом керування забезпечують самогерметизацію гідроліній як гідрозамки, але мають більші непродуктивні втрати під час роботи в порівнянні з іншими двома типами гальмівних клапанів. Гальмівні клапани із змішаним типом керування мають недостатнє забезпечення ступеня герметичності гідроліній, що унеможлиблює роботу гідроприводу із золотниковими гідророзподільниками.

Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача досягається за рахунок створення та використання врівноважувального клапана, що об'єднав функції гальмівних клапанів із зовнішнім та змішаним типами керування: самогерметизацію гідролінії, стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та зменшення непродуктивних втрат в гідроприводі. Розробка гідроприводу фронтального навантажувача на основі регульованого насоса, пропорційного гідророзподільника та

врівноважувального клапана дозволить створити конкурентний продукт для вітчизняних виробників.

Актуальною науково-технічною задачею є зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, забезпечення стабілізації швидкості руху його гідродвигуна та фіксація навантаженого виконавчого органу в робочій позиції при мінімальних витках з камери гідродвигуна гідроприводу з врівноважувальним клапаном для фронтального навантажувача.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно з науково-дослідною тематикою кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, зокрема в рамках науково-дослідної теми: «Вдосконалення процесів локального деформування листових заготовок засобами мехатронних приводів з прогнозуванням технологічних відмов та спадковості» (2015 р., номер реєстрації 0114U003458).

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – підвищення ефективності роботи фронтального навантажувача шляхом розробки гідроприводу з врівноважувальним клапаном, що забезпечує зменшення енергетичних втрат при багаторежимній експлуатації гідроприводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

1) провести аналіз схем і особливостей роботи гідросистем фронтальних навантажувачів в різних режимах та конструкцій гальмівних клапанів з метою виявлення можливостей зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, забезпечення стабілізації швидкості руху його гідродвигуна та фіксації навантаженого виконавчого органу фронтального навантажувача в робочій позиції;

2) обґрунтувати та запропонувати вдосконалену схему гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, що забезпечує підвищення ефективності роботи гідроприводу, а саме: зменшення сумарних енергетичних втрат в експлуатаційному циклі роботи гідроприводу,

стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та мінімальні витоки з камери гідродвигуна під час фіксації вантажу в робочій позиції;

3) розробити математичну модель роботи гідроприводу стріли в режимах зустрічного та супутнього навантаження, з врахуванням гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, тензора моменту інерції виконавчого органу та емпіричних характеристик гідроапаратури;

4) дослідити шляхом моделювання робочі процеси в гідроприводі стріли з врівноважувальним клапаном, оцінити вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на стійкість роботи, статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу, оптимізувати конструктивні параметри врівноважувального клапана за комплексним критерієм;

5) дослідити характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном, який поєднує функції гідрозамка і гальмівного клапана із змішаним керуванням;

6) удосконалити схему гідросистеми фронтального навантажувача, підтвердити підвищення ефективності гідроприводу фронтального навантажувача, розробити алгоритм розрахунку конструкції врівноважувального клапана.

Об'єкт дослідження – процеси в багаторежимному гідроприводі з врівноважувальним клапаном.

Предмет дослідження – енергоефективність, стабілізація швидкості руху гідродвигуна та ступінь герметичності камери гідродвигуна гідроприводу з врівноважувальним клапаном.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження проводилися на основі законів механіки. Виконані із використанням сучасних програмних продуктів: MATLAB, Solid Works, Autodesk Simulation SFD, Datafit. Експериментальні дослідження виконані із використанням високоточного вимірювального обладнання та спеціально укомплектованих експериментальних стендів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше розроблено нелінійні математичні моделі багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача на основі стохастичних характеристик тензора моменту інерції виконавчого органу, визначеної залежності витратної характеристики врівноважувального клапана та отриманої залежності величини гідродинамічної сили на основному золотнику, що адекватно описує робочі процеси в гідроприводі.

2. Вперше отримано залежність величини гідродинамічної сили на основному золотнику, що має конусну поверхню та різні пази, від подачі робочої рідини через врівноважувальний клапан та величини тиску створеного вантажем.

3. Вперше отримано залежність швидкодії сервозолотника врівноважувального клапана від величини навантаження на виконавчому органі при зміні робочих режимів гідроприводу.

4. Отримала подальший розвиток методика оптимізації конструктивних параметрів врівноважувального клапана на основі розробленого комплексного критерію оптимізації, що враховує статичні, динамічні та енергетичні характеристики при режимах роботи із зустрічним і супутнім навантаженнями.

Практичне значення одержаних результатів. Підвищено ефективність гідросистеми фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» шляхом встановлення врівноважувальних клапанів замість дроселів та досягнуто зменшення затрат енергії на 35% за робочий цикл при максимальній подачі насосу. Зменшено похибку стабілізації швидкості руху виконавчого органу до 8%. Забезпечено ступінь герметичності врівноважувального клапана до 0,4 мл/хв в діапазоні тиску 7-20 МПа від навантаження.

Створено нову схему багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, яка зменшує енергетичні втрати в гідроприводі, забезпечує стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксацію навантаженого виконавчого органу в необхідній

позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна (патент України на корисну модель № 107185).

Створено методику розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, яка враховує особливості течії робочої рідини по його каналам при режимах роботи із зустрічним та супутнім навантаженнями.

Створено алгоритм розрахунку врівноважувального клапана щодо вибору оптимальних конструктивних параметрів, які забезпечують покращені статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу при режимах роботи із зустрічним і супутнім навантаженням.

Розроблено конструкцію врівноважувального клапана, який зменшує енергетичні втрати в гідроприводі, забезпечує стабілізацію швидкості руху його гідродвигуна та фіксує навантажений виконавчий орган в певній позиції при мінімальних витоках з камери гідродвигуна. На основі математичного моделювання та експериментальних досліджень дослідного зразка врівноважувального клапана підтверджено очікувані технічні показники.

Результати наукових досліджень у вигляді конструкторської документації на нові конструкції впроваджені на ЗАТ «Левада» м. Вінниця. Результати роботи та експериментальні стенди використовуються в навчальному процесі у Вінницькому національному технічному університеті.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати роботи одержано автором особисто. Вони являють собою огляд та аналіз схемних рішень, створення принципово нової конструкції врівноважувального клапана із подальшими теоретичними та експериментальними дослідженнями його параметрів та функціональних можливостей. Постановка задач та формулювання висновків виконано з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та одержали позитивну оцінку на: Міжнародній конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)» (м. Вінниця, 2012 р.), Міжнародних науково-технічних інтернет-конференціях «Гідро- та

пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 2014 р., 2016 р., 2018 р.), Міжнародній науково-практичній Інтернет-конференції "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи" (м. Вінниця, 2016 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 2016 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2016 р., м. Черкаси, 2017 р., м. Київ, 2018 р.), International Scientific Conference «Mechanika 2017» (Литва, м. Каунас, 2017 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП (м. Вінниця, 2017 р., м. Львів, 2018 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Технології та інфраструктура транспорту» (м. Харків, 2018 р.).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалася і була схвалена: на розширеному засіданні кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, а також отримала позитивну рецензію Асоціації спеціалістів промислової гідравліки та пневматики.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 19 наукових праць, у тому числі 5 статей у наукових фахових виданнях (з них 2 у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 1 патент України на корисну модель, 13 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку літературних джерел та додатків. Робота містить 249 сторінок тексту, 89 рисунків, 12 таблиць, список літературних джерел із 103 найменувань.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ СХЕМИ ГІДРОСИСТЕМ ФРОНТАЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ, ОГЛЯД КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ПОБУДОВИ ГАЛЬМІВНИХ КЛАПАНІВ ТА РОБІТ ПО ДОСЛІДЖЕННЮ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ

Фронтальний навантажувач – це універсальна спеціальна техніка з піднімальним обладнанням типу фронтальна стріла, що використовується в промисловості, будівництві, сільському господарстві та інших галузях для захвату, перевезення на невеликі відстані та навантаження різних матеріалів. Стріла закріплена на передній частині мобільної робочої машини на рамі або порталі, та має можливість вертикально переміщуватися на кут 90 градусів і більше. Основним робочим органом такої машини є ківш.

В Україні спостерігається заміна гідросистем фронтальних навантажувачів, що виготовленні наприкінці ХХ століття на більш сучасні комплектації. Така тенденція зумовлена потребами економії палива, забезпечення максимальної продуктивності в роботі, підвищенням умов комфорту при важких роботах і, відповідно, зменшенням втоми оператора при довготривалій роботі.

Потреби користувачів ставлять перед виробниками вимоги до сучасних фронтальних навантажувачів [1]: пропорційне керування при знакозмінному навантаженні; стабілізація швидкості руху гідродвигуна; мінімізація просідання вантажу; зменшення втрат потужності при регулюванні швидкості руху гідродвигуна; швидкодія гідроприводу t_p до 1с.

1.1 Огляд сучасних схем гідросистем фронтальних навантажувачів

Схема гідросистеми в основному визначає функціональні можливості, продуктивність, економічність та зручність керування фронтальним навантажувачем. В дисертаційній роботі огляд сучасних схем гідросистем

фронтальних навантажувачів проводився для навантажувачів малої вантажопідйомності (до 4000 кг).

Виробники фронтальних навантажувачів задовольняють вищесказані вимоги [1] в різній ступені з метою зменшити вартості продукту. Таким чином, на початку XXI століття маємо різні варіації комплектуючих у гідросистемах та у їх вартості. Так, наприклад, на рис. 1.1 показана схема гідросистеми найбільш дешево укомплектованого екскаватора ланцюгового з навантажувачем ЕЦУ-150 [2], який в 2012 році визнаний переможцем конкурсу «Кращі товари Республіки Білорусь» в номінації «Продукція виробничо-технічного призначення». Основними елементами схеми гідросистеми є шестеренний насос 1, гідророзподільник 2, гідроциліндри підйому ківша 3, 4, стріли 5, 6 та повороту ківша 7, 8 з гідрозамками 9, 10, 11, гідромуфта 12, акумулятор 13, гідромотор 14 з регулятором витрати 15, гідробак 16 з фільтрами 17, 18 та сапуном 19. Гідророзподільник 2 включає золотники гідророзподільника 20, 21, 22, запобіжно-переливні клапани 23, 24 та запобіжні клапани 25, 26, 27.

Золотники гідророзподільника 20 – 22 працюють в чотирьох позиціях: «підйом», «нейтральну», «опускання» та «плаваючу». Позиція золотника «нейтральна» має фіксоване значення та забезпечує холостий режим роботи гідросистеми. Робоча рідина при «нейтральній» позиції золотника не поступає від шестеренного насоса 1 до гідроциліндрів 3 – 8, а зливається через запобіжно-переливні клапани 23, 24 та фільтр 17 в гідробак 16. Позиції золотника «підйому» та «опускання» забезпечують рух виконавчих органів в робочих режимах гідросистеми, а конструкція золотників гідророзподільника 20 – 22 дозволяє суміщати роботу двох більше гідродвигунів. При позиції золотника «плаваюча» забезпечується енергозберігаючий режим роботи, при цьому робоча рідина в гідроциліндри 3 – 8 від шестеренного насоса 1 не надходить, а їх рух – опускання, відбувається за допомогою технологічного навантаження.

Перевагою даної гідросистеми слід вважати невисоку вартість комплектуючих і надійність роботи. Безпека при роботі з фронтальним

навантажувачем ЕЦУ-150 на високому рівні, адже кожний виконавчий орган має гідрозамки 9 – 11 та запобіжні клапани 25 – 27, що зупиняють вантаж при аварійній ситуації. Однак при необхідності регулювання робочих режимів будь-якого з гідродвигунів з'являються значні втрати потужності, які виникають внаслідок зливання робочої рідини під великим тиском в гідробак 16 через запобіжно-переливні клапани 23, 24.

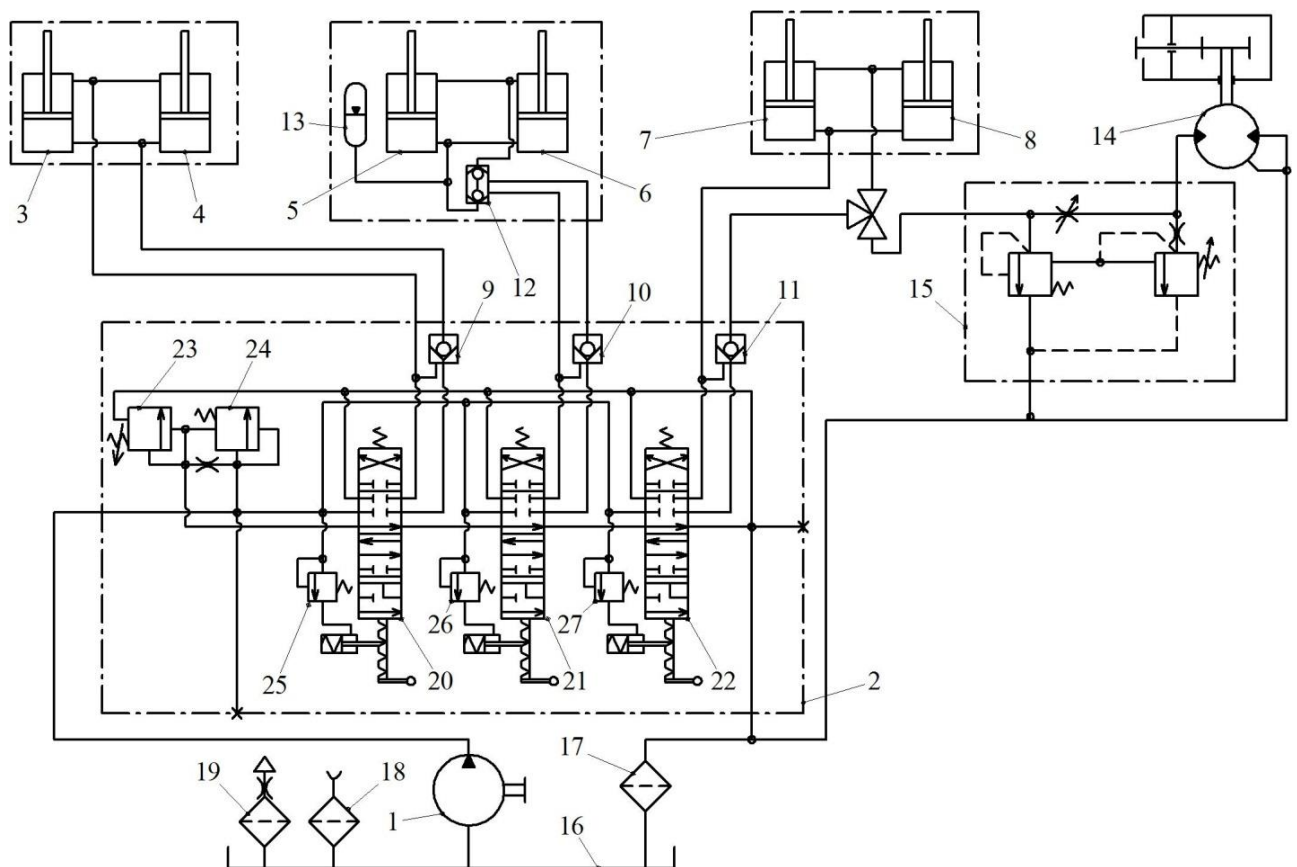


Рис. 1.1 Схема гідросистеми екскаватора ЕЦУ-150 з навантажувачем фірми «ДорЕлектоМаш»

Також, в таких гідросистемах (див. рис. 1.1) при суміщенні рухів декількох робочих органів виникають складності із регулюванням швидкості руху гідродвигунів. В таких випадках швидкість руху залежить від сумарного навантаження на гідродвигунах, що ускладнює можливість ефективного керування фронтальним навантажувачем та збільшує психологічне навантаження на оператора. Цей недолік можливо частково усунути

використовуючи декілька нерегульованих насосів, як наприклад, в схемі гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» [3]. Схема гідросистеми (див. рис. 1.2) включає три шестеренних насоси 1, 2, 3, три секційні гідророзподільники 4, 5, 6 та гідроциліндри екскаваторного обладнання 7 – 10, поворотного механізму 11, 12 і фронтального навантажувача 13 – 18. Злив робочої рідини відбувається через фільтр 19 в гідробак 20. Кожна секція гідророзподільника оснащена запобіжно-переливними клапанами та трьома 6/3 золотниками. Також, схема гідросистеми містить протиударні 21, 22 і переливні 23, 24, 25 клапани.

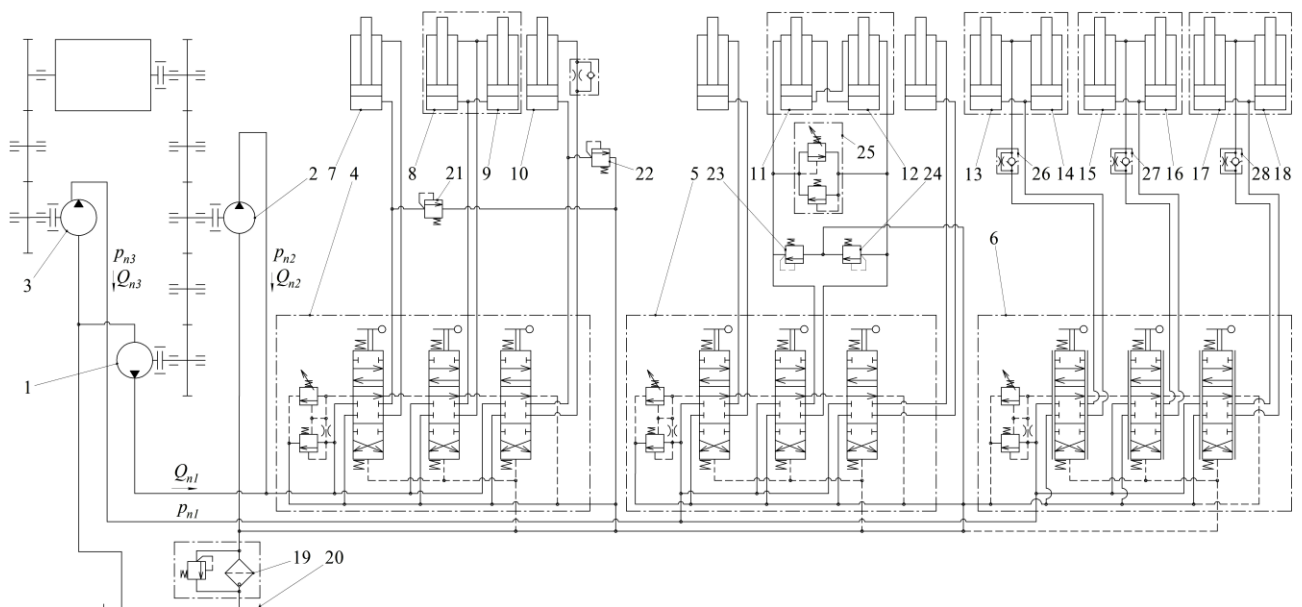


Рис. 1.2 Схема гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206»

Наведена схема гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» забезпечує живлення гідроциліндрів екскаваторного обладнання 7 – 10 від шестеренних насосів 1, 2, а гідроциліндрів механізму повороту 11, 12 та фронтального навантажувача 13 – 18 від насоса 3. Такий спосіб комутації дозволяє суміщати роботу виконавчих органів, що підвищує продуктивність екскаватора. Однак, коли потрібно регулювання швидкості робочих органів екскаватора чи навантажувача, з'являються суттєві втрати потужності викликані перепусканням подачі від шестеренних насосів 1, 2, 3 під високим тиском в

гідробак 20 через запобіжно-переливні клапани. Схожі процеси відбуваються також при холостих режимах роботи гідросистеми, коли потоки робочої рідини від шестеренних насосів 1, 2, 3 надходять у гідробак 20 під тисками налаштування переливних клапанів. Також суттєвим недоліком такої гідросистеми є відсутність гальмівних клапанів та гідрозамків, що зумовлює просідання вантажу через зниження герметичності поршневої камери гідроциліндрів 7 – 18 із золотниковими секційними розподільниками 4, 5, 6. Точність стабілізації швидкості руху виконавчих органів у таких машин низька через відсутність пропорційних розподільників та гальмівних клапанів.

Підвищення ступеня герметичності камер виконавчих органів за рахунок встановлення гідрозамків представлено у схемі гідросистеми фронтального навантажувача «БЕЛАРУС» 320ПО4 [4] на рис. 1.3. Схема містить шестеренний насос 1 та секційний гідророзподільник 2. Через секційний гідророзподільник 2 підключені: гідроциліндри підйому ківша 3, стріли 4 та повороту ківша 5. Між гідроциліндрами 3, 4, 5 та секційним гідророзподільником 2 в робочі гідролінії підключено дроселі із зворотними клапанами 6, 7, 8, 9, 10. Злив робочої рідини відбувається через фільтр 11 в гідробак 12. Секційний гідророзподільник 2 з ручним керуванням містить три золотники 13, 14, 15, гідрозамки 16, 17, 18, переливний 19 і запобіжний 20 клапани.

Золотники 13, 14, 15 мають чотири позиції: «підйом», «нейтральну», «опускання» та «плаваючу». Позиція золотника «нейтральна» має фіксоване значення і забезпечує холостий режим роботи гідросистеми, коли робоча рідина від шестеренного насоса 1 через переливний клапан 19 зливається в гідробак 12. При переміщенні золотника 13 на позицію «підйом», або режим роботи із зустрічним навантаженням, робоча рідина від шестеренного насоса 1 через золотник 13 надходить до гідрозамка 16 і відкриває його своїм потоком. Робоча рідина рухається до дроселя із зворотним клапаном 6, відкриває зворотній клапан та надходить до гідроциліндрів 3. Позиції золотника «опускання» або «плаваюча» забезпечують зворотній рух гідроциліндрів 3 в режимах роботи із

супутнім навантаженням. При цьому робоча рідина проходить через дросель із зворотним клапаном 6 тільки через дросель, зворотній клапан у цей момент закритий. Дросель забезпечує регулювання швидкості опускання гідроциліндрів 3. Гідрозамок 16 відкривається при цих режимах за допомогою рукоятки золотника 13. Якщо потрібно миттєво зупинити рух опускання достатньо перемістити золотник 13 в «нейтральну» позицію і гідрозамок 16 закриється.

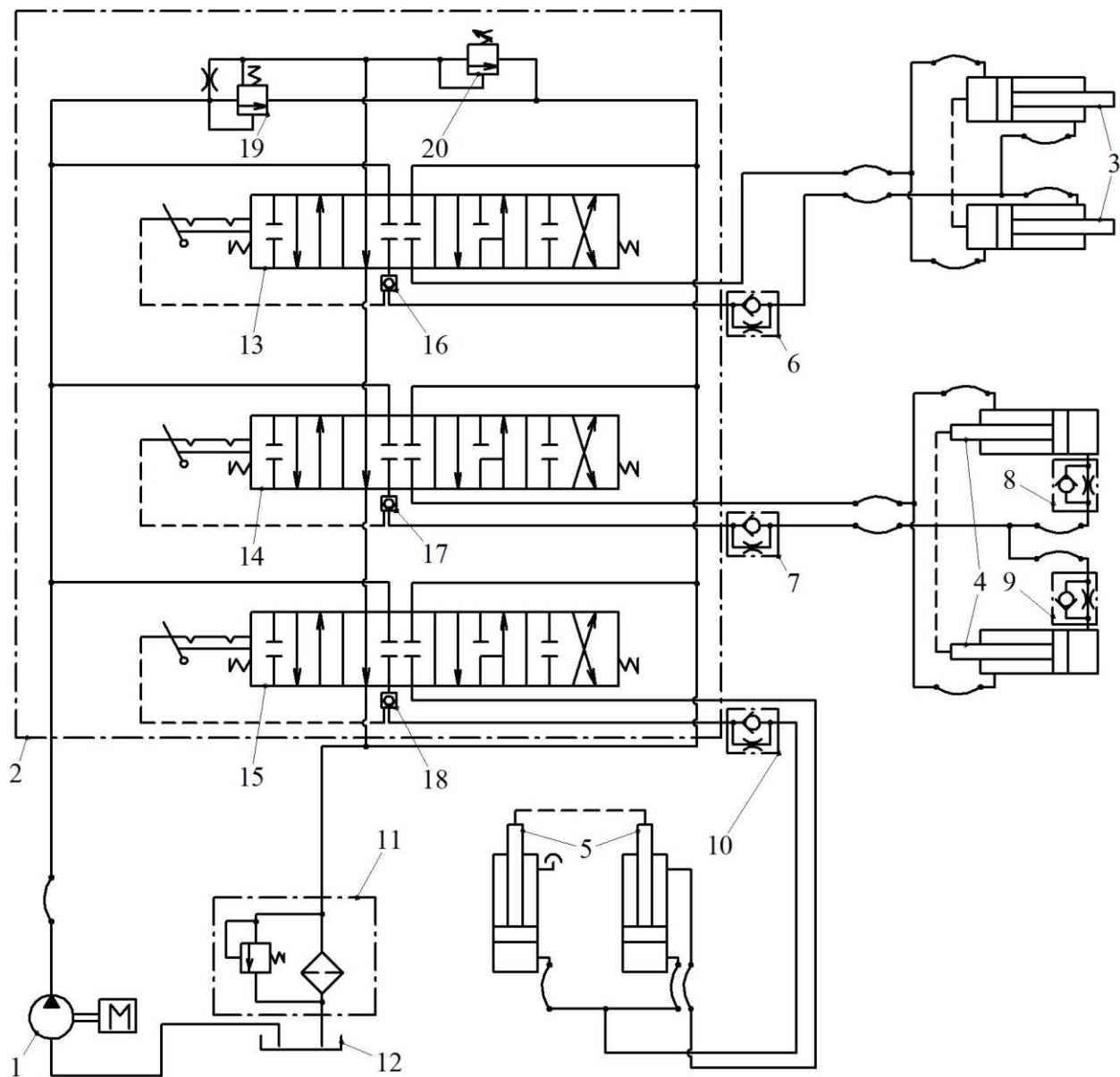


Рис. 1.3 Схема гідросистеми фронтального навантажувача «БЕЛАРУС» 320ПО4

Розглянута схема гідросистеми фронтального навантажувача «БЕЛАРУС» 320ПО4 має низьку вартість, відносно просту конструкцію та одночасно високу надійність. Ефективним є використання гідрозамків для фіксації виконавчого органу в холостих режимах роботи гідросистеми. Однак, має місце низький показник точності стабілізації швидкості руху гідродвигунів в наслідок використання дроселів із зворотними клапанами. Також, до недоліків слід віднести наявність релейних золотників гідророзподільників, які не дають можливості регулювати швидкість гідродвигунів. У машині виникатимуть значні втрати потужності при холостих режимах роботи гідросистеми та при режимах роботи із супутнім навантаженням, де здійснюється регулювання швидкістю виконавчими органами за рахунок дроселя.

Найвищі показники точності стабілізації швидкості руху гідродвигунів можна досягти за рахунок гальмівних клапанів та пропорційних гідророзподільників, як це зроблено в гідросистемі екскаватору НМК 102S з навантажувачем турецької фірми «HIDROMEK» [5] на рис. 1.4.

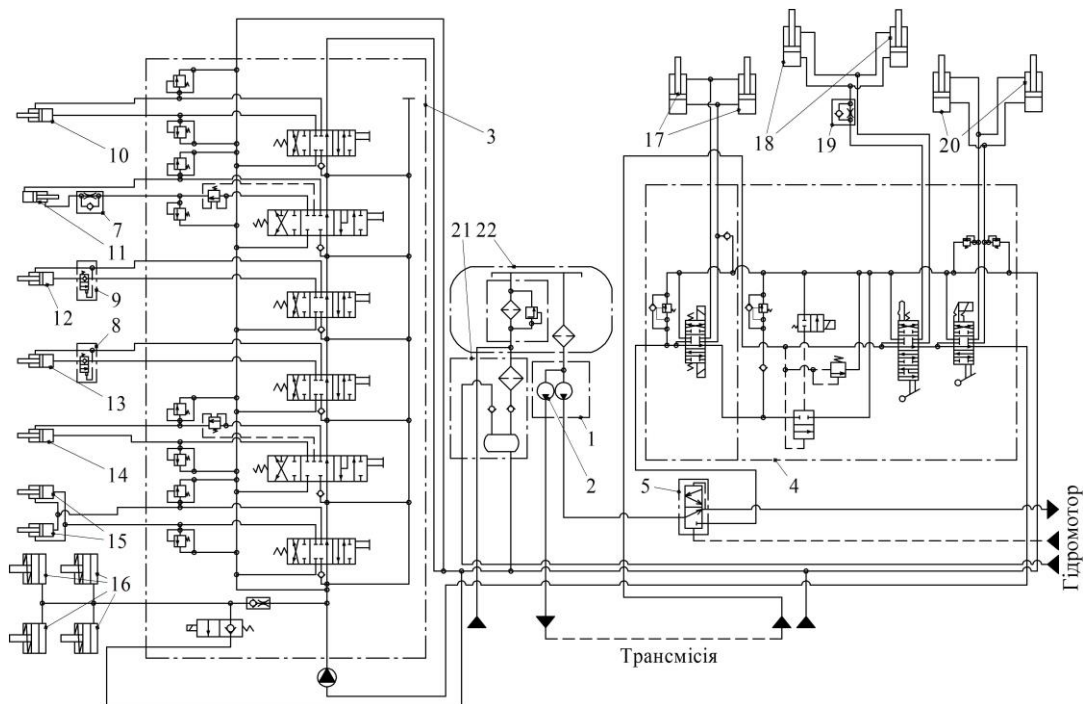


Рис. 1.4 Схема гідросистеми екскаватора НМК 102S з навантажувачем фірми «HIDROMEK»

Схема гідросистеми екскаватора НМК 102S з навантажувачем включає два паралельно встановлені шестеренні насоси ParkerHydraulics (Англія) 1, 2, секції пропорційних гідророзподільників BOSCH Rexroth (Німеччина) для екскаваторного обладнання 3, фронтального навантажувача 4, гідророзподільник гідромотора 5, дроселі із зворотними клапанами 6, 7, гальмівні клапани 8, 9 та гідроциліндри екскаваторного обладнання 10 – 15, аутригерів 16 та гідроциліндри фронтального навантажувача 17 – 20, фільтр 21 та гідробак 22. Секції пропорційних гідророзподільників додатково обладнані зворотними, протиударними і переливними клапанами для підвищення ступеня герметичності та керованості гідродвигунами.

В екскаваторі НМК 102S з навантажувачем за рахунок двох шестеренних насосів 1, 2 забезпечується суміщення роботи екскаваторного обладнання і поворотного механізму, що дозволяє підвищити продуктивність праці. Перевагою секційних пропорційних гідророзподільників є забезпечення регулювання швидкістю при підніманні і опусканні робочих органів. Встановлені дроселі із зворотними клапанами 6, 7 та гальмівні клапани 8, 9 забезпечують опускання навантажених робочих органів в режимах із супутнім навантаженням. До недоліків слід віднести підвищену вартість комплектуючих в порівнянні з аналогами ринку СНД. Використання дроселя з зворотним клапаном на обладнанні фронтального навантажувача зменшує керованість при опусканні навантаженого робочого органу, швидкість якого буде залежати від маси вантажу. Відсутність гідрозамків в гідросистемі фронтального навантажувача, при зносі золотників гідророзподільників, приведе до витоків із камери гідроциліндра та просідання навантажених виконавчих органів. Також мають місце великі втрати потужності при застосуванні шестеренних насосів в холостих режимах роботи або режимах регулювання швидкості руху гідродвигуна.

Застосування регульованих насосів дозволяє зменшити втрати потужності під час холостих режимів роботи та режимів використання малої потужності мобільної робочої машини. Використання аксіально-поршневого регульованого

насоса із LS системою регулювання тиском в гідросистемі показана на рис. 5. Ця схема гідросистеми застосована в екскаватору-навантажувачу 414Е провідної американської фірми «Caterpillar».

Схема гідросистеми включає регульований насос 1 з регулятором тиску та подачі, секційний електрогідравлічний гідророзподільник 2, гідроциліндри 3–6, систему фільтрів 7, запобіжно-переливну секцію 8, логічний клапан 9 та гідробак 10. Секційний електрогідравлічний гідророзподільник 2 має робочі секції 11, 12, 14 та допоміжну секцію 13. У кожній робочій секції розміщено електрогідравлічні сервоклапани 15–18, що керують пропорційними золотниками 19 – 22, регулятори потоку 23 – 26 із зворотними клапанами та логічні клапани 27 – 30.

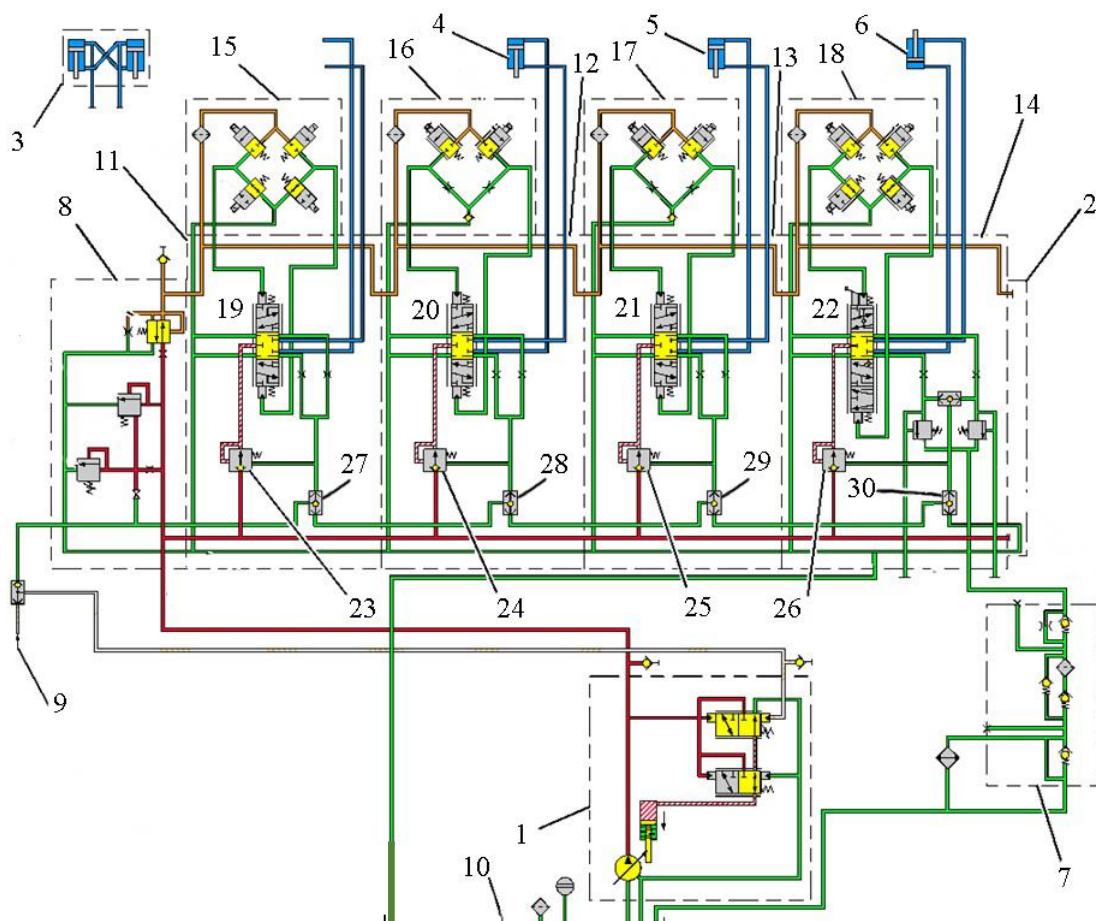


Рис. 1.5 Схема гідросистеми екскаватора-навантажувача 414Е фірми «Caterpillar»

Основні пропорційні золотники мають три позиції: «нейтральну», «піднімання» та «опускання». Розглянута схема гідросистеми екскаватора-навантажувача 414Е працює наступним чином.

При положенні пропорційного золотника 19 в «нейтральній» позиції гідроциліндр 11 відключені від регульованого насоса 1 та робоча рідина до них не надходить. Забезпечується холостий режим роботи з незначними втратами потужності, які залежать від настройки регулятора подачі насоса 1.

Керування пропорційними золотниками 19 – 22 виконують електрогідравлічні сервоклапани 15 – 18, які приводить до руху від джойстика. Переміщення пропорційного золотника 19 в позицію «піднімання» або «опускання» забезпечує робочі режими гідросистеми при зустрічному та супутньому навантаженнях за рахунок комутації робочих гідроліній гідроциліндра 3 до гідроліній нагнітання та зливу. Система логічних клапанів 8, 27 – 30 забезпечує подачу робочої рідини під тиском до регуляторів насоса 1. Насоса 1 з регулятором подачі забезпечує постійну подачу робочої рідини. При невисоких швидкостях переміщення та малому навантаженні робочих органів, регулятор подачі насоса 1 буде керувати планшайбою та забезпечувати відбирання потужності від двигуна внутрішнього згорання відповідно до затрат. Втрати потужності в гідросистемі будуть меншими в порівнянні із гідросистемами на основі нерегульованих насосів та будуть визначатися настройкою регулятора подачі насоса 1. Крім того, гідросистема забезпечує підвищення продуктивності роботи за рахунок керування декількома гідродвигунами одночасно. Це досягається за допомогою системи логічних клапанів 8, 27 – 30 та регуляторів потоку 23 – 26. Система логічних клапанів 8, 27 – 30 дозволяє подати робочу рідину під тиском найбільш завантаженого виконавчого органу до регулятора подачі насоса 1, щоб забезпечити відповідний тиск на його виході. Регулятори потоку 23 – 26 забезпечують подачу робочої рідини в нагнітальні гідролінії пропорційних золотників 19 – 22 відповідно до їх потреб.

До недоліків схеми гідросистеми екскаватора-навантажувача 414Е можна віднести високу вартість обладнання, часткову втрату герметичності пропорційних золотників протягом експлуатації, що може приводити до просідання навантажених виконавчих органів. Відсутні гальмівні клапани, які могли б зменшити втрати потужності на опускання вантажів за рахунок малих тисків керування та забезпечити опускання вантажу під власною вагою.

Порівняльна характеристика схем гідросистем фронтальних навантажувачів наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Порівняльна характеристика схем гідросистем фронтальних навантажувачів

Фронт. нав. Вимоги	ЕЦУ- 150	БОРЕКС 2206	«БЕЛАРУС» 320ПО4	НМК 102S	«САТ» 414Е
Виробник	Білорусь	Україна	Білорусь	Туреччина	США
Насоси	Шестер.	Шестер.	Шестер.	Шестер.	Акс.-порш.
Гідророзподільник	Релейні	Релейні	Релейні	Пропорційні	Пропорційні
Гідроапаратура	Гідрозамок	Гідрозамок	Дросель, гідрозамок	Дросель, гідрозамок	—
Пропорційне керування	—	—	—	+	+
Стабілізація швидкості руху	—	—	—	—	+
Мінімізація просідання вантажу	+	—	+	—	—
Відсутні втрати потужності при регулюванні швидкості руху	—	—	—	—	+
Вартість	Низька	Низька	Середня	Середня	Висока

На основі огляду та аналізу схем гідросистем фронтальних навантажувачів можна зробити висновки:

1. Мобільні робочі машини низької вартості не в повному обсязі відповідають вимогам до сучасних фронтальних навантажувачів.

2. Зменшення енергетичних втрат під час роботи відбувається при використанні регульованих насосів за рахунок узгодження величини подачі робочої рідини, що подається насосом та споживається гідродвигуном.

3. Швидкість руху навантажених виконавчих органів при дросельному регулюванні залежить від маси вантажу і визначається настройкою дроселя. Точність регулювання та стабілізації руху виконавчих органів можна підвищити використовуючи гальмівні клапани.

4. Мінімізувати просідання навантажених виконавчих органів при холостих режимах роботи можливо за рахунок використання гідрозамків.

5. Зменшити втрати потужності в режимах роботи із супутнім навантаженням для гідросистем фронтальних навантажувачів можливо досягти шляхом встановлення гальмівних клапанів та зменшення тиску на їх керування.

1.2 Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів

Для удосконалення гідроприводів мобільних робочих машин встановлюють гальмівні клапани, що забезпечують стабілізацію швидкості руху виконавчих органів при супутньому навантаженні, позиціонування виконавчого органу в потрібному положенні, фіксацію вантажу в певній позиції протягом тривалого часу, уникнення неконтрольованого опускання вантажу під час аварійних ситуацій та інше. Існують різні типи і конструкції гальмівних клапанів, які можна використовувати при розробці гідроприводів мобільних робочих машин. Усі вони мають певне призначення і переваги при конкретних умовах застосування [6–10].

Гальмівні клапани виконують такі функції:

1. Фіксація вантажу. Гальмівні клапани не дозволяють вантажу або виконавчому органу переміщатися, коли розподільник перебуває в нейтральній позиції, тобто вони працюють як гідрозамки. Функція фіксації вантажу дозволяє застосовувати гідророзподільники з відкритим центром і запобігати перетікання робочої рідини по золотнику гідророзподільника.

2. Керування переміщенням вантажу. У вантажопідйомних робочих машинах і механізмах, гідроприводи знаходяться під постійною дією від технологічного навантаження. Особливо це спостерігається при супутньому навантаженні, коли напрямок швидкості руху виконавчого органу співпадає з напрямком дії від сили тяжіння. Супутнє навантаження переміщує шток гідроциліндра, або обертає вал гідромотора швидше, ніж насос нагнітає робочу рідину в гідродвигун. В гідродвигуні виникають розрідження робочої рідини і кавітація. Такі процеси викликають вібрацію штока гідроциліндра, або валу гідромотора. Щоб уникнути прискореного переміщення гідродвигуна при супутньому навантаженні в гідроприводи встановлюють один, або два гальмівних клапани. В цих гідроприводах встановлення гальмівних клапанів забезпечить кероване опусканню технологічного навантаження, або виконавчого органу запобігаючи кавітації в гідродвигуні гідроприводу при супутньому навантаженні.

3. Захисна функція при аварійній ситуації. У разі розриву рукавів високого тиску гальмівний клапан, встановлений на гідродвигуні, запобігає некерованому падінню вантажу і витікання робочої рідини. В гідроприводах кранів і навантажувачів з телескопічними стрілами, а також бетононасосів, трубоукладачів, одноківшових екскаваторів, маніпуляторів, і інших вантажопідйомних робочих машин, використання пристрою захисту рукавів високого тиску від розриву є актуальною потребою. Тому, що втрата контролю над виконавчим органом під час аварійної ситуації може завдати до значних фінансових збитків.

4. Запобігання перевантаженню робочих гідроліній. Виникають ситуації, коли вже навантаженні робочі гідролінії заблоковані гальмівними клапанами додатково навантажуються іншими гідроприводами, в них утворюється такий тиск, що може призвести до розриву рукавів високого тиску. Тому, заблоковані гальмівні клапани додатково оснащені запобіжними клапанами для запобігання перевантаженню робочих гідроліній гідроприводу.

Щоб уникнути встановлення додаткових запобіжних клапанів потрібно використовувати негнучкі, металеві трубопроводів між гідродвигуном та гальмівним клапаном, або взагалі вмонтовувати гальмівні клапани в гідродвигуни.

На рис. 1.6 та 1.7 показано конструкцію та схему гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice» моделі UZPHE6 [6]. Такий гальмівний клапан забезпечує пропорційне регулювання швидкістю руху при супутньому та зустрічному навантаженнях, утримання вантажу в межах настройки пружини основного золотника, однак, проявляється поступове опускання вантажу при перевантаженні гідроприводу. Основними конструктивними елементами гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice» є корпус 1, пробка 2, гвинт 3, пружина основного золотника 4, основний золотник 5, зворотній клапан 6, пружина зворотного клапана 7.

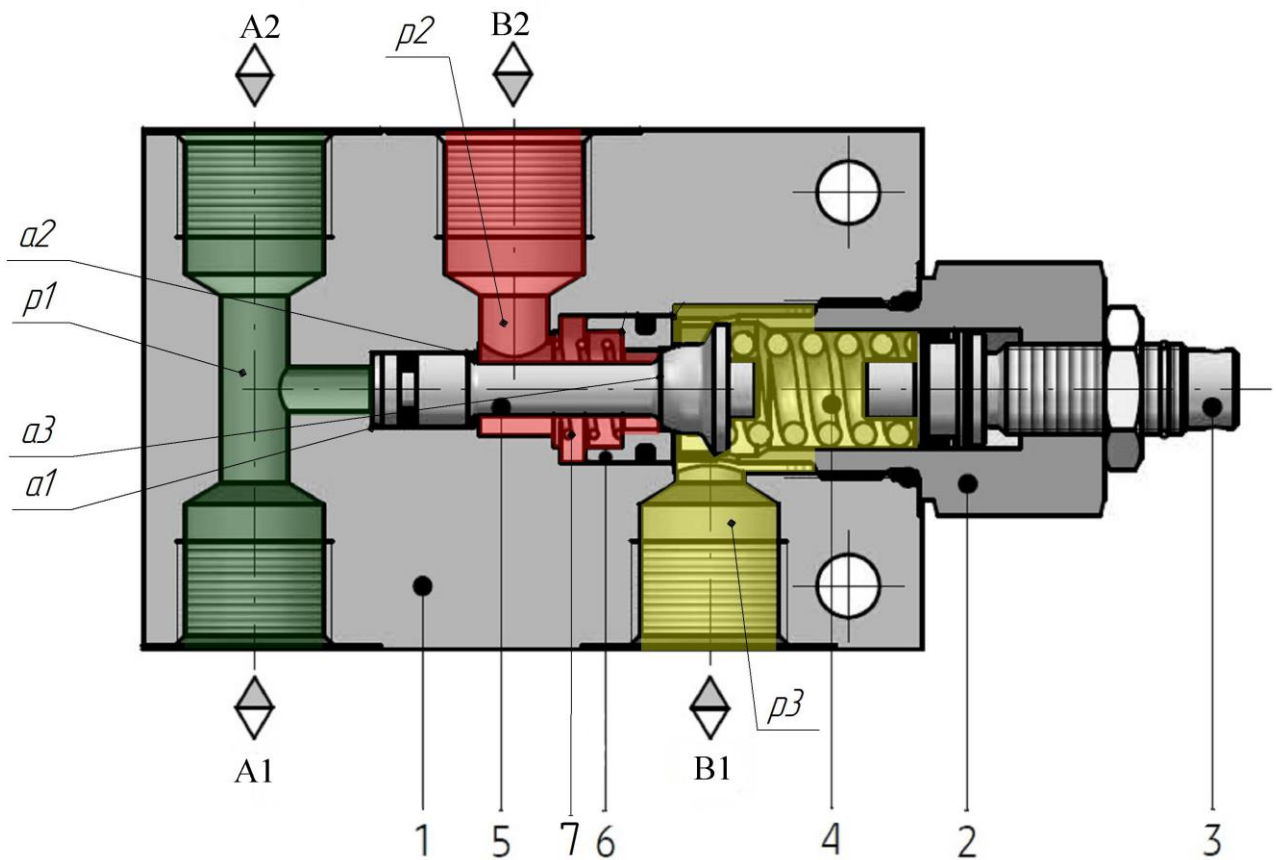


Рис. 1.6 Конструкція гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice»

В корпусі 1 розміщені входи-виходи A1, A2, B1 та B2, що показані на конструкції а) та схемі б) гальмівного клапана (див. рис. 1.6). Гідролінія B1-B2 розділена основним золотником 5 та зворотнім клапаном 6 гальмівного клапана, а гідролінія A1-A2 слугує для гідравлічного керування основним золотником 5. Герметичність та величина тиску p_1 відкриття основного золотника 5 налаштовується пружиною 4 із гвинтом 3. Зворотній клапан 6 має пружину 7, яка підтискає його вправо до основного золотника 5.

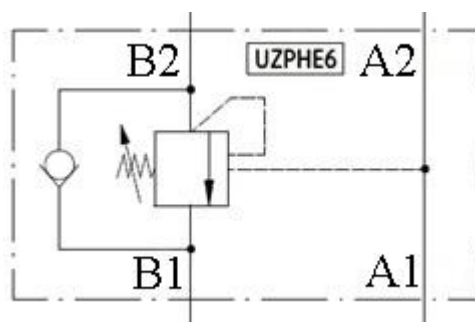


Рис. 1.7 Схема гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice»

Гальмівний клапан працює наступним чином. При напрямку потоку робочої рідини від B1 до B2 спрацьовує зворотній клапан 6 та забезпечує надходження робочої рідини до виходу B2, а гідролінія A1-A2 забезпечує злив. Величина тиску p_3 на вході B1 залежить від величини тиску p_2 на виході B2 і настройки пружини зворотного клапана 7. При зупинці подачі робочої рідини від B1 до B2, якщо тиск p_2 перевищує тиск p_3 , зворотній клапан 6 закривається та утримує робочу рідину від перетікання в зворотньому напрямку.

При напрямку потоку робочої рідини від A1 до A2 гідролінія A1-A2 є нагнітальною, а гідролінія B1-B2 – зливною. Для зливу робочої рідини від B2 до B1 потрібно відкрити основний золотник 5. Основний золотник 5 відкривається в двох випадках. Перший – це робочий режимом гальмівного клапана, коли величина тиску p_1 створить зусилля для стиснення пружини основного золотника 4. Другий – це аварійний режим, коли величина тиску p_2 буде настільки великою, що гальмівний клапан не зможе утримувати

виконавчий орган в потрібному положенні. Різниця площ $a1-a2$ із тиском $p2$ забезпечать зусилля для відкриття основного золотника 4.

На рис. 1.8 показано залежності втрат тиску при роботі гальмівного клапана від потоку робочої рідини від B2 до B1 та від B1 до B2. Із збільшенням потоку Q робочої рідини, що проходить через гальмівний клапан, зростають втрати тиску Δp на ньому. Втрати тиску Δp більші при напрямку потоку від B2 до B1, що зумовлено настройкою більш жорсткої пружини основного золотника 4.

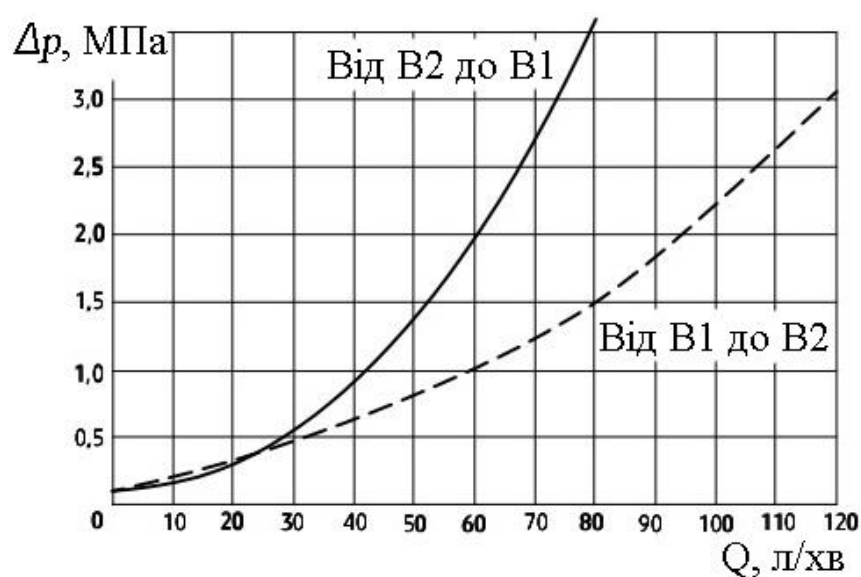


Рис. 1.8 Залежності втрат тиску при роботі гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice»

Перевагою гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice» є простота конструкції; легкість переналагодження; незначний тиск відкривання клапана 6 через малу жорсткість пружини 7; незначний тиск керування клапаном 5, що обумовлено тільки налаштуванням пружини 4.

Недоліками гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice» є недостатня герметичність робочої камери B1-B2; стиснення пружини 4, що має велику жорсткість, потребує великих тисків для керування основним золотником при опусканні вантажу; відкриття основного золотника при дії значного

навантаження, що не забезпечує фіксацію виконавчого органу в потрібній позиції при коливанні вантажу під час перевезення.

На рис. 1.9 та 1.10 показано конструкцію та схему гальмівного клапана моделі FD12KA2X німецької фірми «Bosch Rexroth» [7]. Функціональні можливості гальмівного клапана фірми «Bosch Rexroth»: фіксація вантажу, стабілізація швидкості руху переміщенням вантажу під час опускання, опускання вантажу не залежно від величини технологічного навантаження, захисна функція при аварійній ситуації та запобігання перевантаженню робочих гідроліній.

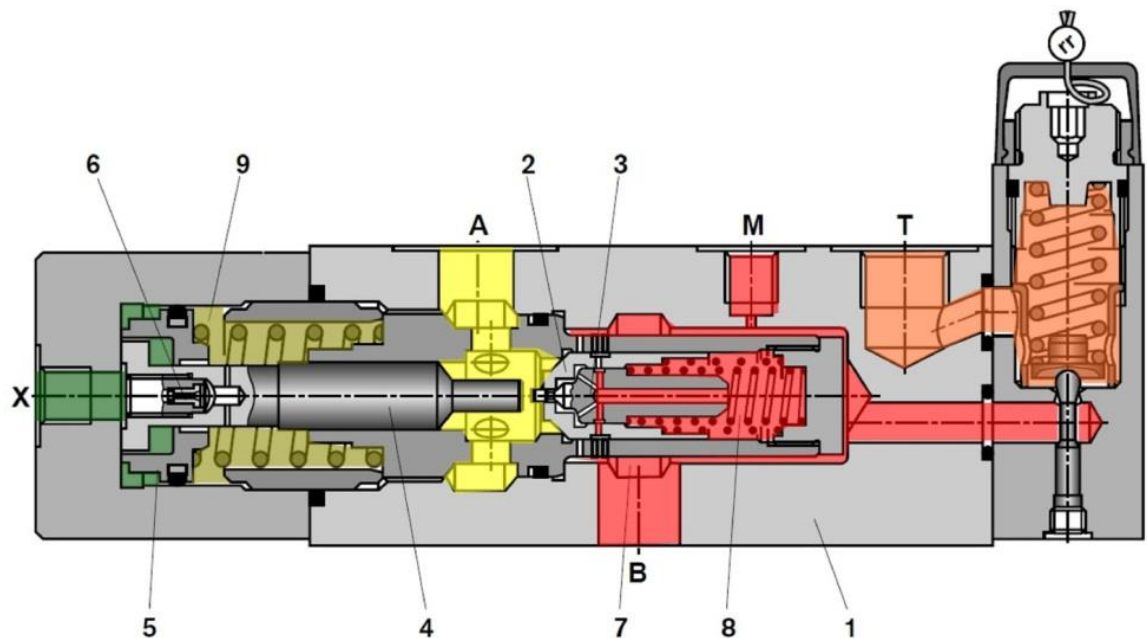


Рис. 1.9 Конструкція гальмівного клапана фірми «Bosch Rexroth»а)

Основними конструктивними елементами гальмівного клапана фірми «Bosch Rexroth» є корпус 1, зворотній клапан 2, золотник 3, шток 4, поршень 5, дросель 6, пружини 7, 8 та 9. В корпусі 1 виконано входи А, В до гідродвигуна, вхід Х для керування поршнем 5, вихід М для розміщення манометра та вихід Т для зливу робочої рідини від запобіжного клапана.

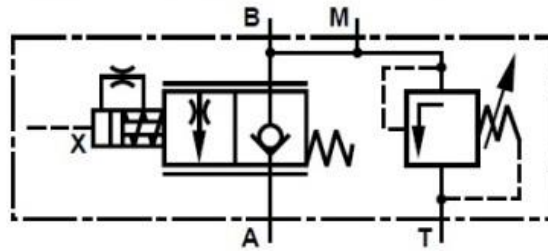


Рис. 1.10 Схема гальмівного клапана фірми «Bosch Rexroth»

При напрямку потоку робочої рідин від А до В (див. рис. 1.9) маємо гідролінію А–В, яка відповідає за нагнітання робочої рідини від насоса до гідродвигуна. Злив робочої рідини від гідродвигуна до баку відбувається по паралельній гідролінії, до якої підключено вхід Х. Поршень 5 піджимається пружиною 9 до лівої позиції. Відкриття золотника 3 та зворотного клапана 2, для проходження робочої рідини по гідролінії А–В відбувається тоді, коли сили від тиску робочої рідини, що діють на ліві торці елементів 2, 3, будуть більші за сили від тиску робочої рідини під навантаженням, що діють на праві торці цих елементів, та сили для стиснення пружин 7, 8.

При напрямку потоку робочої рідини від В до А, гідролінія А–В працює на злив робочої рідини. Паралельна гідролінія до якої підключено вхід Х є напірною. Відкриття золотника 3 та зворотного клапана 2 відбувається за рахунок переміщення вправо поршня 5 із штоком 4. Спочатку відкривається золотник 3 через який проходить незначний потік робочої рідини. Основний потік робочої рідини зливається з камери гідродвигуна при відкритті зворотнього клапана 2. Процес відкриття відбувається тоді, коли сили від тиску в паралельній гідролінії із входом Х подолують сили для стиснення пружини 9 та перемістять поршень 5 із штоком 4 до золотника 3. Далі потрібно подолати також сили від тиску робочої рідини під навантаженням, що діють на правий торець елементів 2, 3 та сили для стиснення пружин 7, 8. Дросель 6 забезпечує демпфування поршня 5 із штоком 4.

Функція фіксації вантажу забезпечується за допомогою зворотного клапана 2, який герметизує гідролінію А–В за рахунок дії пружини 7 та сили

від тиску робочої рідини під навантаження. Дія сили від тиску робочої рідини під навантаженням на правий торець зворотного клапана 2 забезпечує самогерметизацію гальмівного клапана. Самогерметизація гальмівного клапана забезпечує також захисну функцію під час аварійної ситуації, коли розірвався рукав високого тиску до гальмівного клапана. В такій аварійній ситуації вантаж надійно зафіксований в робочій позиції.

Передбачено функцію запобігання перевантаженню робочої гідролінії, яка досягається за рахунок запобіжного клапана. Робоча рідина зливається через вихід Т з перевантаженої робочої гідролінії під високим тиском.

На рис. 1.11 та 1.12 показано залежності втрат тиску при роботі гальмівного клапана для напрямків потоків робочої рідини від В до А та від А до В, відповідно. Із збільшенням потоку, що проходить через гальмівний клапан, зростають втрати тиску на ньому. Також ці втрати значно помітні при зворотному напрямку течії робочої рідини від В до А, що зумовлено появою в конструкції жорсткої пружини 9, яка повертає поршень 5 в ліве положення.

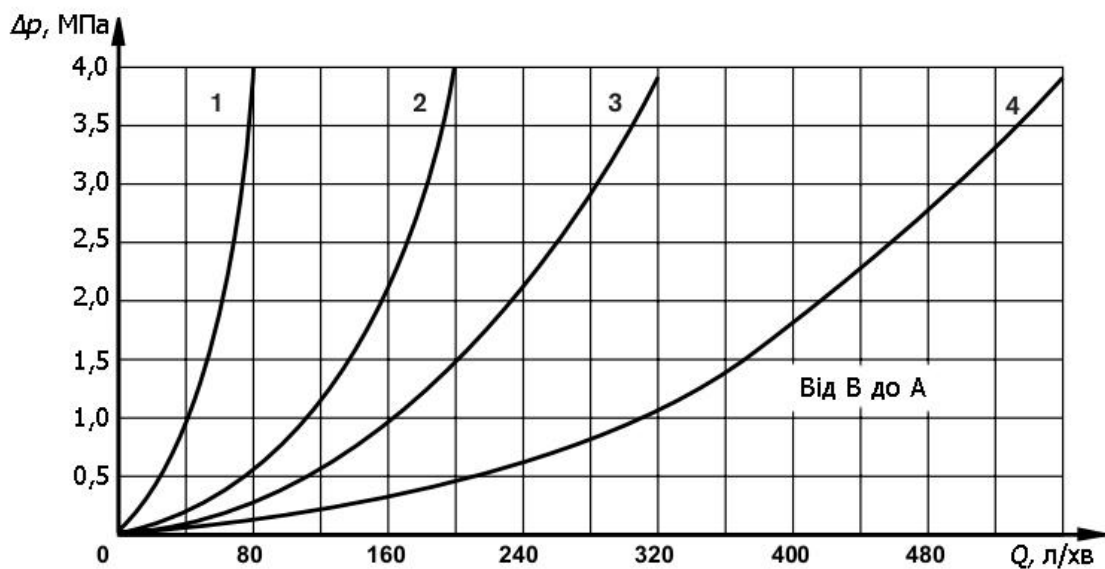


Рис. 1.11 Залежності втрат тиску при напрямках потоку від В до А робочої рідини в гальмівному клапані фірми «Bosch Rexroth» для типорозмірів умовних проходів зворотного клапана: 1 – 12мм, 2 – 16мм, 3 – 25мм та 4 – 32мм

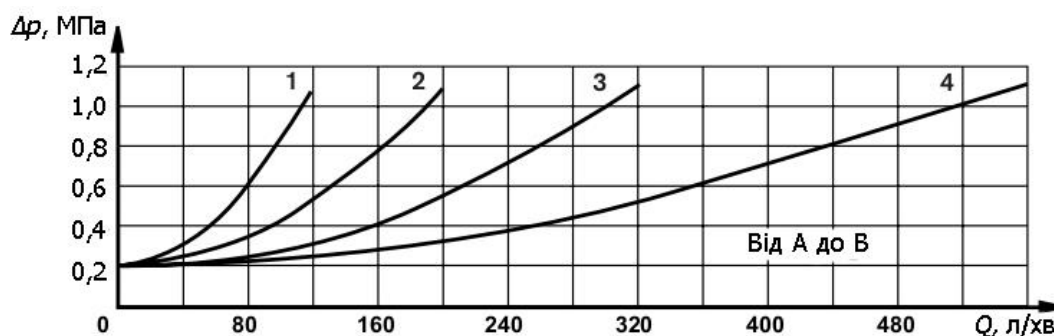


Рис. 1.12 Залежності втрат тиску при напрямках потоку від А до В робочої рідини в гальмівному клапані фірми «Bosch Rexroth» для типорозмірів умовних проходів зворотного клапана: 1 – 12мм, 2 – 16мм, 3 – 25мм та 4 – 32мм

Перевагою гальмівного клапана фірми «Bosch Rexroth» є незначні втрати тиску відкриття зворотного клапана 2 при напрямку потоку робочої рідини від А до В; високий ступінь герметичність камери А–В (до 0,2 мл/хв), відсутність відкриття зворотного клапана 2 та золотника 3 під значними навантаженнями в порівняння з гальмівним клапаном фірми «Ponar Wadowice», наявність запобіжного клапана, що захищає від перевантаження робочі гідролінії.

Недоліками такого гальмівного клапана є складна конструкція. Під час керування положення зворотнього клапана 2 від поршня 5 маємо більші втрати тиску робочої рідини ніж для гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice» тому, що додатково потрібно подолати сили від тиску робочої рідини під навантаженням та стиснення пружини 9.

На рис. 1.13 та 1.14 показано конструкцію та схему гальмівного клапана американської фірми «EATON» моделі 1CPBD90 [8]. Функціональні можливості гальмівного клапана фірми «EATON»: фіксація вантажу, керування переміщення вантажу та захист під час аварійних ситуацій.

Гальмівний клапана фірми «EATON» складається з корпусу 1, пробки 2, гвинта 3 для регулювання пружини 4, золотник 5 із поверхнями k, f та s, зворотного клапана 6 із пружиною 7. В корпусі 1 знаходяться входи А, В, Х та дренаж Т. Налаштування жорсткості пружини 4 відбувається за допомогою гвинта 3, який розміщений в пробці 2.

Гальмівний клапан працює наступним чином. При напрямку потоку робочої рідини від А до В, робоча гідролінія забезпечує нагнітання робочої рідини, а гідролінія до якої підключений вхід Х – за злив. Робоча рідина рухається від А, відкриває зворотній клапан 6 та проходить до В. Відкриття зворотного клапана 6 відбувається тоді, коли тиск нагнітання p_3 буде більшим за тиск p_2 та потік робочої рідини подолає сили настройки пружини 7. Золотник 5 буде не рухомим.

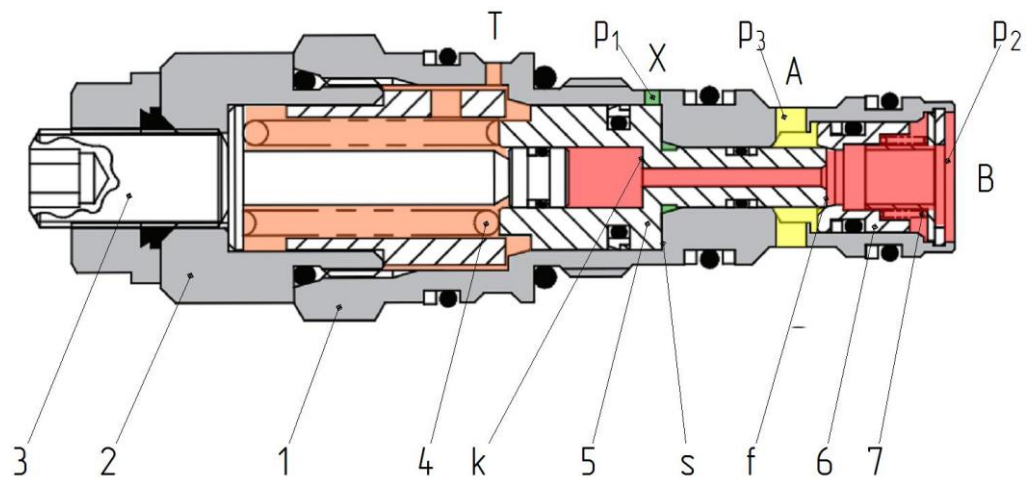


Рис. 1.13 Конструкція гальмівного клапана фірми «EATON»

При напрямку потоку робочої рідини від В до А гідролінія А–В відповідає за злив робочої рідини, а гідролінія до якої підключений вхід Х – за нагнітання. Потік робочої рідини, який проходить вхід Х тисне на поверхню s золотника 5. Золотник 5 відкриється тоді, коли тиск p_1 створить силу більшу за сили від налаштування пружини 4 та від тиску p_2 робочої рідини під навантаженням, що тисне на поверхню k .

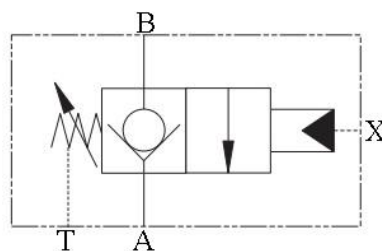


Рис. 1.14 Схема гальмівного клапана фірми «EATON»

Функція фіксації вантажу за допомогою гальмівного клапана при «нейтральній» позиції гідророзподільника залежить від того як налаштована пружина 4 та який тиск від робочої рідини під навантаженням діє на поверхню k , що забезпечує герметизацію гідролінії А–В. Поверхня k виконана так, що її площа більша за площу f на золотнику 5. Таким чином гальмівний клапан фірми «EATON» за рахунок створеної різниці площ k/f також забезпечує самогерметизацію

На рис. 1.15 показано залежності втрат тиску при роботі гальмівного клапана для напрямків потоків робочої рідини від А до В та від В до А. Із збільшенням потоку, що проходить через гальмівний клапан, зростають втрати тиску на ньому. Втрати тиску при напрямку потоку від А до В є більшими ніж при напрямку потоку від В до А, що обумовлено площами поверхонь золотника 5 та зворотного клапана 6, а також налаштуваннями пружин 4, 7.

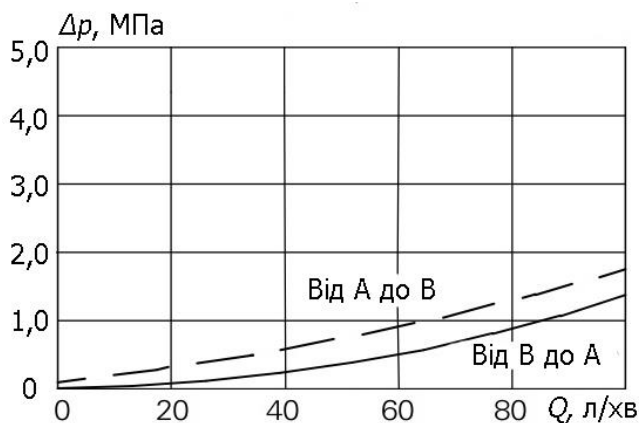


Рис. 1.15 Залежності втрат тиску при роботі гальмівного клапана фірми «EATON»

Перевагою гальмівного клапана фірми «EATON» є компактність. При порівнянні гальмівних клапанів фірм «Ponar Wadowice» і «Bosch Rexroth» із гальмівним клапаном фірми «EATON» в діапазонах подачі робочої рідини від 0 до 80 л/хв втрати тиску Δp на керування є меншими та складають до 1,5 МПа.

Недоліками такого гальмівного клапана є складна конструкція. Велика кількість рухомих ущільнень, які зменшують ступінь герметичність гідроліній з часом під час експлуатації. Висока вартість виготовлення.

На рис. 1.16 та 1.17 показано конструкцію та схему гальмівного клапана італійської фірми «OLEOSTAR» модель VOSLP/SC/RO 12 [9].

Основні конструктивні елементи гальмівного клапана фірми «OLEOSTAR»: корпус 1, пробка 2, гвинт 3, пружина основного золотника 4, основний золотник 5, зворотній клапан 6, пружина зворотного клапана 7. Конструкція гальмівного клапана фірми «OLEOSTAR» подібна до зразка гальмівного клапана фірми «Ponar Wadowice» (див. рис. 1.6).

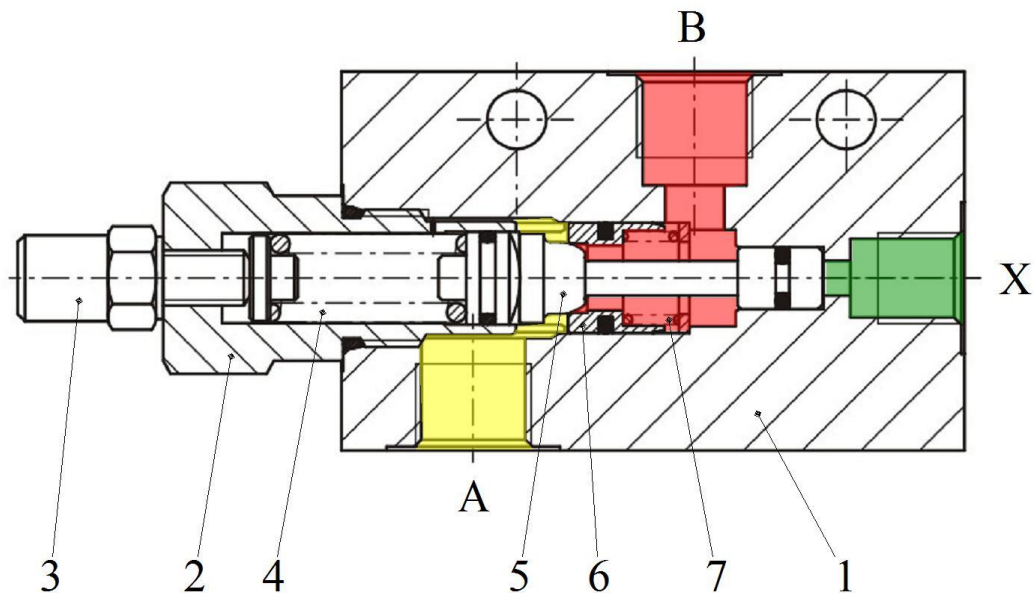


Рис. 1.16 Конструкція а) та схема б) гальмівного клапана фірми «OLEOSTAR»

Однак, в цій конструкції передбачено більше рухомих ущільнень, які негативно впливатимуть під час тривалого терміну експлуатації на ступінь герметичності гідролінії А–В. Залежності втрат тиску при роботі гальмівного клапана «OLEOSTAR» представлено на рис. 1.18 та 1.19.

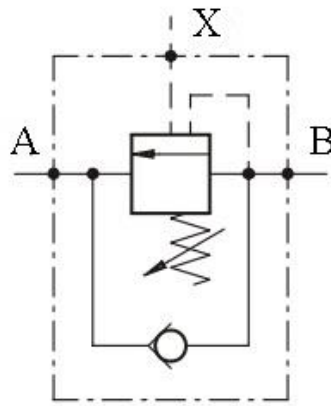


Рис. 1.17 Схема гальмівного клапана фірми «OLEOSTAR»

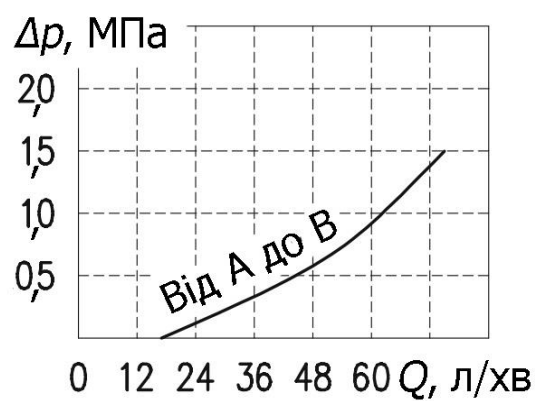


Рис. 1.18 Залежності втрат тиску при напрямках потоків робочої рідини від А до В в гальмівному клапані фірми «OLEOSTAR»

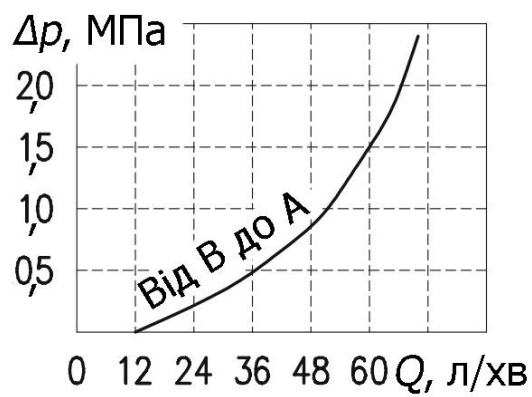


Рис. 1.19 Залежності втрат тиску при напрямках потоків робочої рідини від В до А в гальмівному клапані фірми «OLEOSTAR»

На рис. 1.20 та 1.21 показано конструкцію та схему гальмівного клапана китайської фірми «HUADE HYDRAULIC» моделі FD 12 PA 12/B30 [10].

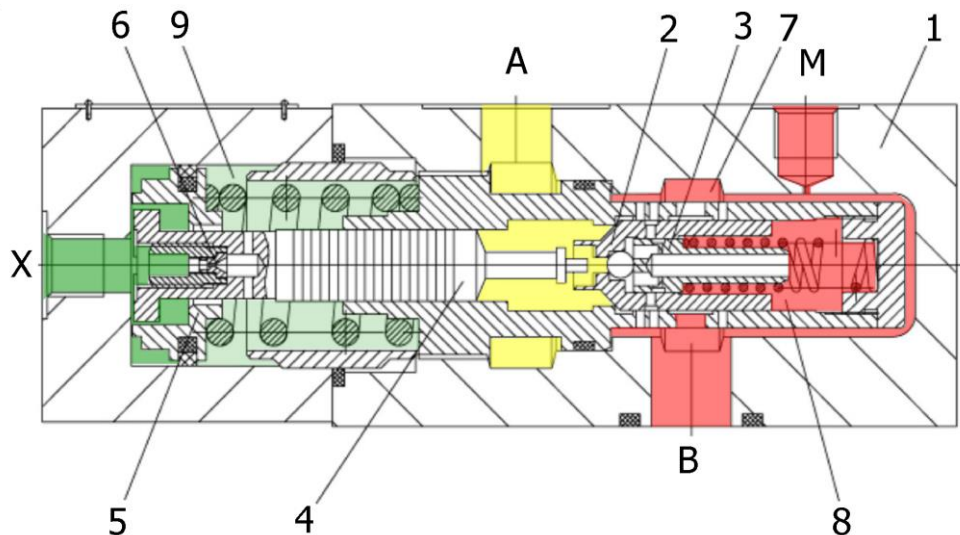


Рис. 1.20 Конструкція гальмівного клапана фірми «HUADE HYDRAULIC»

Основні конструктивні елементи гальмівного клапан фірми «HUADE HYDRAULIC»: корпус 1, зворотній клапан 2, золотник 3, шток 4, поршень 5, дросель 6, пружини 7, 8 та 9. В корпусі 1 виконано входи А і В до гідродвигуна і насоса, відповідно, вхід Х для керування поршнем 5, вихід М для розміщення манометра. Конструкція гальмівного клапана фірми «HUADE HYDRAULIC» подібна до конструкції зразка гальмівного клапана фірми «Bosch Rexroth» (див. рис. 1.9). Однак є відмінності: відсутність запобіжного клапан, наявність розвантажувальних канавок на штокові 4, форма торця золотника 3 кулькова.

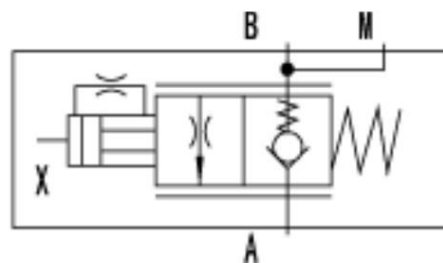


Рис. 1.21 Схема гальмівного клапана фірми «HUADE HYDRAULIC»

Функціональні можливості гальмівних клапанів фірм «HUADE HYDRAULIC» і «Bosch Rexroth» схожі. Однак, у гальмівного клапана фірми

«HUADE HYDRAULIC» відсутнє запобігання перевантаженню робочих гідроліній. Залежності втрат тиску при роботі гальмівних клапанів «HUADE HYDRAULIC» представлено на рис. 1.22 та 1.23.

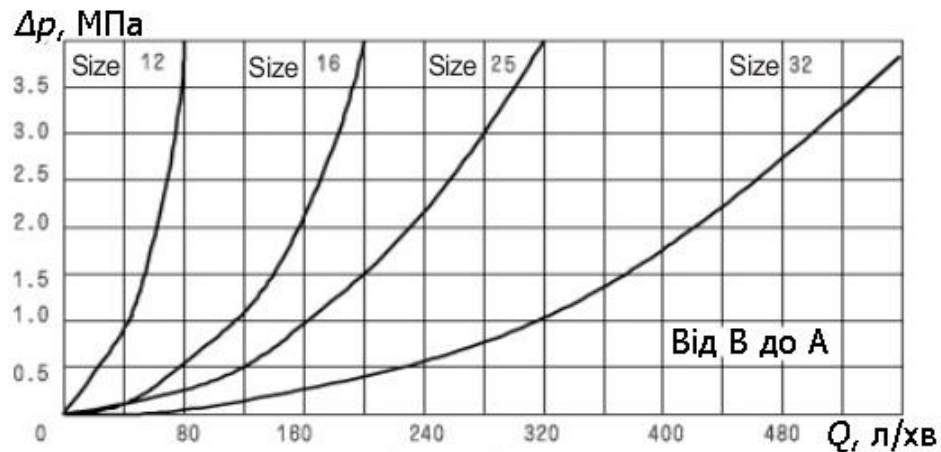


Рис. 1.22 Залежності втрат тиску при напрямках потоку від В до А робочої рідини в гальмівному клапані фірми «HUADE HYDRAULIC» для різних діаметрів зворотного клапана

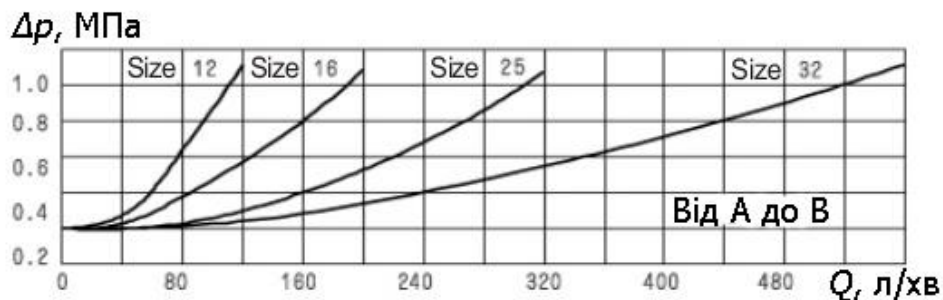


Рис. 1.23 Залежності втрат тиску при напрямках потоку від А до В робочої рідини в гальмівному клапані фірми «HUADE HYDRAULIC» для різних діаметрів зворотного клапана

Варто зазначити, що схожість конструкцій та схем гальмівних клапанів пов'язана з тим, до яких групи за типом керування вони належать. Розрізняють гальмівні клапани за типом керування із: зовнішнім, внутрішнім та змішаним керуванням [11, 12]. Тому, до гальмівних клапанів із зовнішнім типом керування відносять конструкції фірм «HUADE HYDRAULIC», «Bosch Rexroth» та «EATON», а до гальмівних клапанів із змішаним типом керування –

«OLEOSTAR» і «Ponar Wadowice». Гальмівні клапани із внутрішнім керування конструктивно схожі на запобіжні клапани. Конструкції гальмівних клапанів із внутрішнім керуванням не розглядалися через значні втрати потужності під час керування клапаном.

На основі огляду схем та конструкцій гальмівних клапанів проведено порівняльний аналіз функцій та характеристик (див. таблиця 1.2).

Таблиця 1.2

Функціональні можливості та характеристики гальмівних клапанів

Гальм. клап. Вимоги	Ponar Wadowice	Bosch Rexroth	EATON	OLEOSTAR	HUADE HYDRAULIC
1	2	3	4	5	6
Виробник	Польща	Німеччина	США	Італія	Китай
Фіксація вантажу	–	+	–	–	+
Керування переміщенням вантажів	+	+	+	+	+
Захисна функція при аварійній ситуації	–	+	+	–	+
Запобігання перевантаженню робочих гідроліній	–	+	–	–	–
Мінімізація витоків при фіксації вантажу, мл/хв.	0,25	0,2	0,3	0,25	0,2
Тиск керування при супутньому навантаженні, МПа	до 4	до 5	до 2	до 3	до 6
Втрати тиску при зустрічному навантаженні, МПа	0,2–1,5	0,2–0,6	0,2–1,8	0,1–1,5	0,2–0,6

Продовж. табл. 1.2

1	2	3	4	5	6
Втрати тиску при супутньому навантаженні, МПа	0,2–3,5	0,02–4	0,02–1,5	0,1–2,5	0,02–4
Максимальний потік для розглянутої моделі, л/хв.	80	80	90	75	80
Складність конструкції	Проста	Складна	Складна	Проста	Складна
Вартість	Низька	Середня	Висока	Низька	Середня

Провівши аналіз функцій та характеристик гальмівних клапанів можна зробити висновки:

1. Конструкції гальмівних клапанів фірм «Ponar Wadowice» та «OLEOSTAR», які виконані з мінімальною кількістю з'єднань та ущільнень мають менші витіки при фіксації вантажу ніж наприклад американської фірми «EATON». Однак, гальмівні клапани фірм «Bosch Rexroth» та «HUADE HYDRAULIC» побудовані за зовнішнім типом керування, і їхні золотники забезпечуються самогерметизацією. Такий тип керування надійно герметизує робочі гідролінії, і забезпечує найменші витіки при фіксації вантажу (до 0,2 мл/хв).

2. Тиск керування гальмівним клапаном при супутньому навантаженні в фірм «Bosch Rexroth» та «HUADE HYDRAULIC» вищий ніж у інших, що зумовлено конструктивною особливістю запірних елементів. Для гальмівних клапанів із змішаним типом керування величина тиску на керування золотником при супутньому навантаженні є меншою в 1,5-2 рази.

3. Втрати тиску при зустрічному навантаженні найбільші у зразка гальмівного клапана фірми «EATON», найменші – у фірм «Bosch Rexroth» та «HUADE HYDRAULIC», що обумовлено настройками пружин.

4. Найбільші втрати тиску при супутньому навантаженні для гальмівних клапанів фірм «Bosch Rexroth» та «HUADE HYDRAULIC», найменші – фірм «EATON» та «OLEOSTAR», що обумовлено використанням

запірних елементів на яких не діє тиск робочої рідини під навантаженням, а лише пружина.

5. На основі проведеного аналізу визначено, що перспективною є конструкція врівноважувального клапана, що забезпечує самогерметизацію, як гідрозамко чи гальмівний клапан із зовнішнім типом керування. Врівноважувальний клапан при зустрічному навантаженні має працювати як гальмівний клапан із зовнішнім типом керування, а при супутньому навантаженні – як гальмівний клапан із змішаним типом керування.

6. Використання врівноважувальних клапанів, які мають функції гідрозамків та гальмівних клапанів, зменшить металоємність гідроприводу та підвищить ефективність багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача.

1.3 Огляд робіт по дослідженням робочих процесів в гідроприводах з гальмівними клапанами

Дослідженню робочих процесів в гідроприводах з гальмівними клапанами або гідрозамками присвячені праці науковців Р. Pedersen, Т. О. Andersen, Л. Г. Козлова, О. В. Петрова, Л. С. Мусини, Д. О. Лозінського. Розглянуто дослідження [13–16] присвячені розрахункам роботи гідроприводів на основі регульованих насосів з регуляторами подачі та гальмівними клапанами. Розглянуто також науковці праці присвячені гідроприводам на основі нерегульованих насосів та гальмівних клапанів [17–19], або як частину схеми системи керування гідроприводом, із сталими показниками живлення від насоса [20–24]. Роботи [25–27] присвячені дослідженню математичних моделей гідроприводів з гідрозамками.

Основні типи конструкцій гальмівних клапанів з їхніми перевагами та недоліками викладено в патентах [28–32]. Виконано аналіз цих конструкцій [11, 12] та запропоновано схему врівноважувального клапана, що дозволить підвищити ступінь герметичності та зменшити тиск керування клапаном [33].

Також варто звернути увагу на дослідження робочих процесів в гідроприводах з регульованими насосами та пропорційними гідророзподільниками. Питаннями розробки таких нелінійних математичних моделей гідроприводів машин та їх дослідженню присвячені роботи В. Б. Струтинського, О. П. Губарева, П. М. Андренко, В. П. Бочарова, Г. Г. Грабовського, В. М. Бадаха, В. М. Тіхенко, Т. М. Башти, М. М. Тумаркіна, В. Г. Неймана, Ю. А. Буреннікова, С. В. Репінського.

В дослідженнях [34–48] описано математичні моделі, розраховані характеристики та параметрів для систем керування гідроприводами на основі регульованих насосів з регуляторами подачі, пропорційними гідророзподільниками та виконавчими органами, що пройшли етапи від проектування до виготовлення та зараз ефективно працюють.

В роботі [13] наведена розрахункова схема та математична модель системи керування гідроприводу інваріантного до знакозмінного навантаження. Для керування гідроприводом із знакозмінним навантаженням використовують клапан тиску. Розраховані конструктивні параметри клапана тиску, які впливають на стійку роботу гідроприводу, та наведені рекомендації щодо їх вибору. Клапан тиску дозволяє керувати супутнім навантаженням, однак конструкція не передбачає герметизацію робочих гідроліній.

В роботах [15, 16] описано імітаційні моделі фронтальних навантажувачів на основі регульованого насосу з регулятором подачі та пропорційної гідроапаратури. Наведено розрахункові схеми для імітаційного моделювання. Розраховано статичні та динамічні характеристики регульованого насосу. Представлено результати моделювання роботи ківша та стріли. Однак, гідроприводи фронтальних навантажувачів не удосконалено врівноважувальними клапанами.

В роботі [18] представлено математична модель гідроприводу на основі регульованого насоса, гальмівного клапана фірми Bosch Rexroth та виконавчого органу – гідромотора. Наведено розраховані та визначені експериментально залежності втрати тиску на гальмівному клапані. Також представлено перехідні

процеси по часу: зміна тиску керування гальмівним клапаном, зміна величини подачі робочої рідини від насоса та через гальмівний клапан. Розглянута математична модель має похибку 9% з експериментально визначеними параметрами. Для використання розробленої математичної моделі на фронтальному навантажувачі потрібно врахувати поступальний виконавчий орган, а також експериментально визначені характеристики для збільшення точності моделювання.

В роботах [22, 24] наведено розрахункові схеми гальмівних клапанів та їх передавальні функції. Розраховано динамічні характеристики та показано можливість зменшення часу регулювання за рахунок демпфування золотника гальмівного клапана. В схемах гальмівних клапанів закладено лише змішаний тип керування.

В роботах [41, 42] представлено розрахункову схему та математичну модель регульованого насоса з регулятором подачі. Описано рівняння нерозривності потоків для гідроліній та рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі елементи. Залежність зміни моменту опору планшайби визначено експериментальним шляхом. Також наведено залежності змінних стану в системі керування від часу, що розраховані математичним моделюванням. Отримані результати дають можливість змоделювати систему керування на основі регульованого насосу для гідроприводу фронтального навантажувача.

В роботах [46, 48] описано негативний вплив кавітації на роботу гідроапаратури. Вказано причини виникнення кавітації, а також шляхи зменшення впливу кавітації на працездатність гідроапаратури.

Сучасні математичні моделі включають теоретичні та експериментальні залежності, що описують особливості течії робочої рідини по каналах гідроапаратури, а також сили, які діють на золотники. Це дозволяє суттєво підвищити точність математичних моделей, та отримати достовірні результати, щодо особливостей протікання робочих процесів в гідроприводах. Розрахунки для визначення сили від потоку робочої рідини на кулькові, конічні та інші клапани і золотники описані в роботах [49–54].

В роботах [51, 53] показано методику та результати розрахунку гідродинамічних сил, які діють на золотникові елементи без пазів та з пазами. Зокрема, викладено апроксимовані залежності гідродинамічної сили від параметрів гідроприводу.

В роботі [54] показано графік переміщення золотника із врахуванням сил від потоку робочої рідини та без врахування таких сил. При врахування сил від потоку робочої рідини розраховано, що золотник закривається раніше ніж без врахування їх. Під час моделювання відкриття золотника клапана, потрібно розраховувати рушійну силу з врахуванням втрат на подолання сил від потоку робочої рідини.

Досліджувані золотники регулятора подачі та врівноважувального клапана працюють в середовищі оливи індустріальної і не мають контакту з гумовими ущільненнями, сила сухого тертя буде значно малою в порівнянні рушійною силою та силою в'язкого тертя. Тому в багатьох роботах [49, 55–59] силою сухого тертя нехтують, а в'язке тертя розраховують за формулою:

$$F_{vt} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \nu \cdot d \cdot l}{\varepsilon} \cdot \dot{x}, \quad (1.1)$$

де ρ – густина робочої рідини, ν – кінематична в'язкість робочої рідини, d – діаметр золотника, l , ε – довжина контакту та зазор між поверхнями золотника та корпусу, \dot{x} – швидкість переміщення золотника.

В роботах [56, 59, 60] викладено методику розрахунку коефіцієнта стиснення робочої рідини та податливості трубопроводів. Зокрема, вказано залежність коефіцієнта стиснення робочої рідини від величини її тиску та враховано вміст газу в оливі індустріальній.

В роботах [56, 61–63] запропоновано методику моделювання моменту інерції виконавчого органу мобільних робочих машин. Наведено формули розрахунку стохастичної зміни тензора моменту інерції під час переміщення виконавчого органу в просторі.

Експериментальні дослідження розробленої гідроапаратури дозволяють переконатися в адекватності розрахунків за математичною моделлю та дають можливість зафіксувати реальні процеси в гідроприводі, щоб побудувати відповідні залежності [21, 64–68].

В роботі [66] досягнута стійка робота гідроприводу з гальмівним клапаном із змішаним типом керування та регулятором потоку. Розроблена математична модель для нової концепції гідроприводу стріли маніпулятора з гальмівним клапаном та регулятором потоку. Експериментальні дослідження показали ідентичні перехідні процеси, як і при математичному моделюванні. Визначено тертя в гідроциліндрі та характеристики регулятора потоку.

В роботі [67] продемонстровано дослідження динамічних та енергетичних характеристик гідроприводу маніпулятора на основі гальмівного клапана із змішаним типом керування. Представлено конструкцію та математичну модель гальмівного клапана, проведено експериментальні дослідження та отримано перехідні процеси змінних стану. На основі отриманих результатів доведено ефективність використання гальмівних клапанів в порівнянні із дроселем із зворотнім клапаном. Гальмівні клапани забезпечують якісні перехідні процеси разом із економією енергії під час роботи гідроприводу маніпулятора.

Заключним етапом при проектуванні гідроапаратури є оптимізація конструктивних параметрів для отримання бажаних показників роботи. В роботах [69–71] проведено оптимізацію методом LP-пошуку. В ході розрахунків вибрано параметри та критерій оптимізації. За критерієм оптимізації визначають співвідношення параметрів, що забезпечують бажані показники роботи гідроприводу.

1.4 Висновки. Обґрунтування мети та задач дисертаційної роботи

Проведений огляд схем, конструкцій та робіт по дослідженню гальмівних клапанів дозволяє зробити висновки.

1. Встановлення гальмівних клапанів із зовнішнім типом керування в гідроприводи фронтальних навантажувачів дозволяє зменшити просідання виконавчого органу за рахунок високого ступеня герметичності до 0,2 мл/хв.

2. Гальмівний клапан дозволяє керувати швидкістю опускання виконавчого органу не залежно від величини навантаження на ньому. Він контролює швидкість руху опускання та запобігає кавітаційним процесам в гідролініях при супутньому навантаженні виконавчого органу. Затрати енергії на опускання вантажу для гальмівних клапанів із змішаним керуванням є меншими ніж для гальмівних клапанів із зовнішнім керуванням.

3. Гальмівний клапан в парі з регульованим насосом має кращі енергетичні характеристики, ніж при використанні нерегульованого насоса. Однак, у вітчизняній літературі роботи з дослідженнями узгодженої роботи гальмівних клапанів та регуляторів подачі регульованих насосів практично відсутні.

Створення врівноважувального клапана для гідроприводу з регульованим насосом дозволить підвищити його ефективність роботи. Зокрема покращити енергетичні характеристики, підняти продуктивність роботи за рахунок покращення стабілізації швидкості руху гідроциліндра та відсутності просідання навантаженого виконавчого органу під час перевезення вантажу.

Мета роботи є підвищення ефективності роботи фронтального навантажувача шляхом розробки гідроприводу з врівноважувальним клапаном, що забезпечує зменшення енергетичних втрат при багаторежимній експлуатації гідроприводу.

Для досягнення поставленої мети в необхідно розв'язати наступні задачі:

1) провести аналіз схем і особливостей роботи гідросистем фронтальних навантажувачів в різних режимах та конструкцій гальмівних клапанів з метою виявлення можливостей зменшення енергетичних втрат в гідроприводі, забезпечення стабілізації швидкості руху його гідродвигуна та фіксації навантаженого виконавчого органу фронтального навантажувача в робочій позиції;

2) обґрунтувати та запропонувати вдосконалену схему гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, що забезпечує підвищення ефективності роботи гідроприводу, а саме: зменшення сумарних енергетичних втрат в експлуатаційному циклі роботи гідроприводу, стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та мінімальні витоки з камери гідродвигуна під час фіксації вантажу в робочій позиції;

3) розробити математичну модель роботи гідроприводу стріли в режимах зустрічного та супутнього навантаження, з врахуванням гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, тензора моменту інерції виконавчого органу та емпіричних характеристик гідроапаратури;

4) дослідити шляхом моделювання робочі процеси в гідроприводі стріли з врівноважувальним клапаном, оцінити вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на стійкість роботи, статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу, оптимізувати конструктивні параметри врівноважувального клапана за комплексним критерієм;

5) дослідити характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном, який поєднує функції гідрозамка і гальмівного клапана із змішаним керуванням;

6) удосконалити схему гідросистеми фронтального навантажувача, підтвердити підвищення ефективності гідроприводу фронтального навантажувача, розробити алгоритм розрахунку конструкції врівноважувального клапана.

РОЗДІЛ 2

БАГАТОРЕЖИМНИЙ ГІДРОПРИВОД СТІЛИ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Об'єктом дослідження є процеси в багаторежимному гідроприводі з врівноважувальним клапаном. Предметом дослідження є енергоефективність, стабілізація швидкості руху гідродвигуна та ступінь герметичності камери гідродвигуна гідроприводу з врівноважувальним клапаном. В розділі розглянуто схема багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача та конструкція дослідного зразка врівноважувального клапана.

2.1 Схема багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном

Фронтальні навантажувачі на базі колісних тракторів [2–4] оснащуються такими гідроприводами: піднімання/опускання стріли, нахилу ківша та його відкриття (якщо це щелепний ківш). В процесі роботи проводилися дослідження для гідроприводу стріли фронтального навантажувача. Це зумовлено наявністю найбільшого навантаження на гідроприводі, відсутністю керування його швидкості руху не залежно від навантаження (використання дросельного регулювання швидкості руху) та значними втратами потужності при опусканні стріли [72].

Нова схема багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача показана на рис. 2.1 [33]. Гідропривод стріли включає насос 1 змінного робочого об'єму з регулятором подачі 2, регулятором тиску 3 та нерегульованим дроселем 4. Іншими основними елементами гідроприводу стріли є пропорційний гідророзподільник 5, врівноважувальний клапан 6, гідроциліндр 7 та гідробак 8. Пропорційний гідророзподільник 5 містить золотник гідророзподільника 9 та кінцевий вимикач 10. Врівноважувальний клапан 6 містить основний золотник 11, сервозолотник 12, нерегульовані

дроселі 13 та 14. Гідропривод стріли має напірну гідролінію 15, три робочі

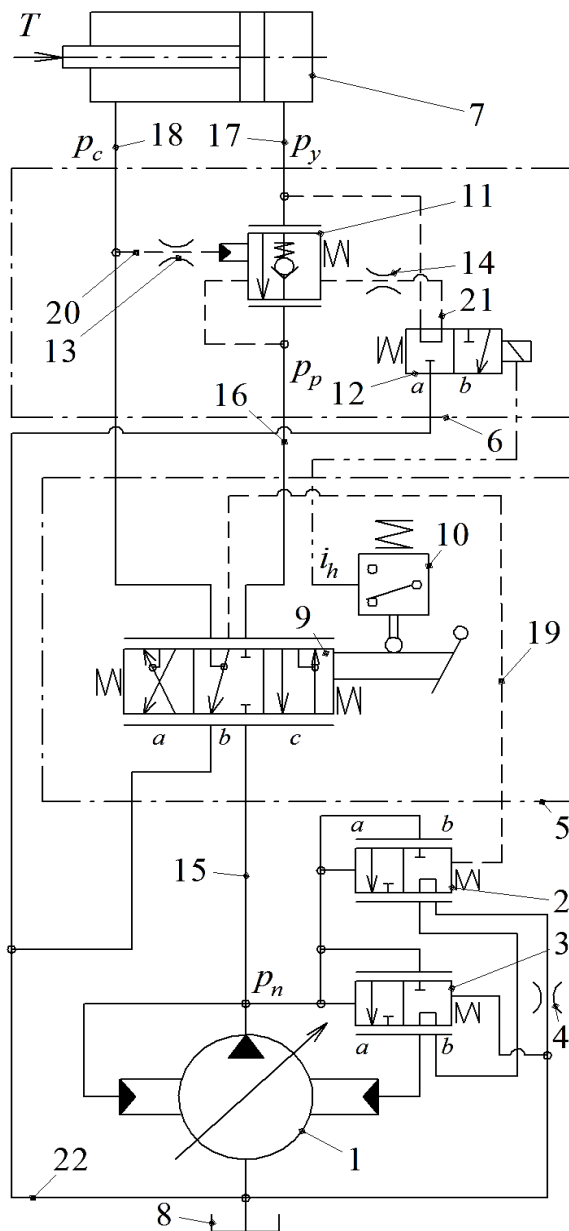


Рис. 2.1 Схема багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача

гідролінії 16, 17 і 18, гідролінії керування 19, 20 і 21 та гідролінію зливу 22. В гідроприводі стріли кінцевий вимикач 10 та сервозолотник 12 з'єднані електричним кабелем.

Положення золотника гідророзподільника 9 визначає режим роботи гідроприводу стріли: холостий режим, два робочих режими (при зустрічному та супутньому навантаженнях), режим перевантаження.

При *холостому режимі* роботи золотник гідророзподільника 9 знаходиться в нейтральній позиції «b», усі робочі гідролінії 16, 17 та 18 відключені від насоса 1 і робоча рідина не поступає до гідроциліндра 7. Гідролінія керування 19 з'єднана з гідролінією зливу 22, при цьому в напірній гідролінії 15 насос 1 буде подавати робочу рідину з гідробаку 8 під малим тиском, визначеним регулятором подачі 2, а величина подачі насоса 1 буде

відповідати величині витоків через гідророзподільник 5.

Кінцевий вимикач 10 вимкнений і не подає сигнал керування i_h на електромагніт сервозолотника 12 через електричний кабель. При цьому сервозолотник 12 знаходиться в позиції «a», при якому гідролінія керування 21 з'єднана з робочою гідролінією 17. Зведене технологічне навантаження T діє на шток гідроциліндра 7 та утворює тиск p_y в робочій гідролінії 17, а робоча

гідролінія 18 знаходиться під малим тиском p_c . Робоча рідина, що проходить через сервозолотник 12, гідролінію керування 21 та нерегульований дросель 14 тисне на правий торець основного золотника 11 і блокує витоки через нього, в свою чергу з робочої гідролінії 17 до робочої гідролінії 16. На лівий торець основного золотника 11 діє незначний тиск p_c , що не має змоги його відкрити. При цьому врівноважувальний клапан 6 працює як гідрозамок та не відбувається просідання штока гідроциліндра 7 за рахунок самогерметизації.

При зустрічному навантаженні напрям руху штока гідроциліндра 7 не співпадає з напрямком дії від зведеного технологічного навантаження T . При цьому *робочому режимі* золотник гідророзподільника 9 знаходиться в робочій позиції «с», робоча рідина від насоса 1 через золотник гідророзподільника 9 та врівноважувальний клапан 6 буде поступати до гідроциліндра 7 в поршневу камеру. Кінцевий вимикач 10 не подає сигнал керування i_h до електромагніта сервозолотника 12. Робоча рідина, що проходить через сервозолотник 12, гідролінію керування 21 та нерегульований дросель 14 тисне на правий торець основного золотника 11 з тиском p_y і блокує витоки з робочої гідролінії 17 до робочої гідролінії 16. Однак, робоча рідина в робочій гідролінії 16 буде створюватися тиск p_p , що діє на лівий торець основного золотника 11 та відкриває його. Зростання тиску p_p забезпечує відкриття основного золотника 11 та проходження робочої рідини з робочої гідролінії 16 через нього до робочої гідролінії 17. Величина тиску відкриття буде визначатися величиною зведеного технологічного навантаження T та настройкою пружини основного золотника 11. Нерегульований дросель 14 забезпечує плавне відкриття основного золотника 11. Злив робочої рідини з штокової порожнини гідроциліндра 7 буде відбуватися по робочій гідролінії 18 під незначним тиском p_c через золотник гідророзподільника 9 і гідролінію зливу 22 в гідробак 8. Робоча рідина під тиском p_p буде поступати також через золотник гідророзподільника 9 та гідролінію керування 19 до регулятора подачі 2. При цьому тиск p_n робочої рідини в напірній гідролінії 15 буде збільшуватися до тих пір, поки тиск p_p не забезпечить відкриття основного золотника 11 та

приведення в рух гідроциліндр 7, що долає зведене технологічне навантаження T .

Величина подачі робочої рідини, що поступає від насоса 1 до гідроциліндра 7, буде визначатися перепадами тиску на робочих вікнах золотника гідророзподільника 9, а також його провідністю. Величина подачі підтримується постійною за допомогою регулятора подачі 2. Змінюючи провідність робочого вікна золотника гідророзподільника 9, можна регулювати величину подачі робочої рідини, що поступає від насоса 1 до гідроциліндра 7. При збільшенні величини зведеного технологічного навантаження T на гідроциліндрі 7 величина тиску p_y зростає, що веде до зростання тиску p_p та зменшення перепаду тиску $p_n - p_p$, відповідно зменшується величина подачі робочої рідини, що поступає до гідроциліндра 7. Однак, одночасно більший тиск p_p від гідролінії керування 19 починає діяти на регулятор подачі 2, який буде рухатися з ліва на право, змінюючи продуктивність насоса 1 таким чином, щоб відновити попереднє значення перепаду тиску $p_n - p_p$ та, відповідно, відновити попереднє значення швидкості руху поршня гідроциліндра 7. При зменшенні величини зведеного технологічного навантаження T зменшуються тиски p_y та p_p , збільшується перепад тиску $p_n - p_p$, швидкість руху штока гідроциліндра 7 зростає, при цьому робоча рідина з гідролінії керування 19 буде діяти з меншим зусиллям на золотник регулятора подачі 2 і той буде переміщуватися з права на ліво, змінюючи продуктивність насоса 1 та відновлюючи попереднє значення перепаду тиску $p_n - p_p$ і швидкості руху штока гідроциліндра 7.

При *супутньому навантаженні* напрям руху штока гідроциліндра 7 співпадає з напрямком дії від зведеного технологічного навантаження T . При цьому *робочому режимі* золотник гідророзподільника 9 знаходиться в робочій позиції «а», робоча рідина від насоса 1 через золотник гідророзподільника 9 по робочій гідролінії 18 буде надходити до гідроциліндра 7 в штокову камеру. Золотник гідророзподільника 9 увімкне кінцевий вимикач 10, який подасть сигнал керування i_h на електромагніт сервозолотник 12. Сервозолотник 12

розвантажить правий торець основного золотника 11 пропускаючи робочу рідину по гідролініям керування 21 та зливу 22 в гідробак 8. Робоча рідина з робочої гідролінії 17 не тисне на правий торець основного золотника 11 та утримується сервозолотником 12. Відкриття основного золотника 11 забезпечується від поршень основного золотника 11 на який діє робоча рідина з робочої гідролінії 18 під тиском p_c . Основний золотник 11 рухається з ліва на право і забезпечує пропорційне зливання потоку робочої рідини в гідробак 8 через робочу гідролінію 16, золотник гідророзподільника 9 та гідролінію зливу 22. При цьому тиск p_c в робочій гідролінії 18 буде визначатися зусиллям пружини основного золотник 11 та складатиме незначну величину, порядку 1,0-3,0 МПа. Робоча рідина під тиском p_p буде поступати через золотник гідророзподільника 9, гідролінію керування 19 до регулятора подачі 2 насоса 1. Тиск p_n на виході насоса 1 теж буде незначним та пропорційний тиску p_c . Нерегульований дроселі 13 та нерегульований дросель 14 працюють як демпфери та призначені для плавного відкриття основного золотника 11.

Величина подачі робочої рідини, що поступає з насоса 1 до гідроциліндра 7, буде визначатися перепадом тиску $p_n - p_c$ на робочих вікнах золотника розподільника 9. Величина подачі робочої рідини буде підтримуватися постійною за допомогою регулятора подачі 2. Швидкість руху штока гідроциліндра 7 буде залежати від зміни провідності робочого вікна золотника гідророзподільника 9 та не буде залежати від величини зведеного технологічного навантаження T , так само як і при робочій позиції «с» золотника гідророзподільника 9.

Режим перевантаження негативно діє на гідроапаратуру [73]. Тому, що кожний з елементів гідроприводу розрахований на певне значення граничного тиску роботи, і перевищення цих значень може призвести до їх поломки. За рахунок регулятора тиску 3 здійснюється керування тиском від насоса 1, що дозволяє подавати нагнітальний потік робочої рідини під максимально можливим граничним тиском. Таким чином, забезпечується робота всього гідроприводу, а регулятор тиску 3 працює як запобіжний клапана.

2.2 Врівноважувальний клапан для багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача

На рис. 2.2 показано більш детальні схеми врівноважувального клапана при зустрічному та супутньому навантаженнях на виконавчому органі. А, В, С, D – робочі та Т – зливна гідролінії, відповідно. Особливістю такого врівноважувального клапана є наявність сервозолотника, який при режимах роботи гідроприводу «холостий» та «робочий із зустрічним навантаженням» надає врівноважувальному клапану функції гідрозамка або гальмівного клапана із зовнішнім типом керування. Сервозолотник в крайній правій позиції з'єднує підпружинений торець основного золотника з робочою гідролінією D. При цьому забезпечується надійна герметичність камери гідродвигуна і фіксація виконавчого органу з вантажем.

При режимі роботи гідроприводу «робочий із супутнім навантаженням» (див. рис. 2.2, б) відбувається перемикання сервозолотника в крайнє ліве положення. Підпружинений торець основного золотника з'єднується з зливною гідролінією Т. Забезпечуються функції гальмівного клапана із змішаним типом керування: відсутність кавітаційних процесів в робочих гідролініях, економія енергії за рахунок опускання вантажу під власною вагою, стабілізація швидкості руху при супутньому навантаженні, зупинка неконтрольованого падіння вантажу в аварійних ситуаціях.

На основі схеми врівноважувального клапана та попередніх розрахунків [13, 74–77] виконано тривимірну модель дослідного зразка врівноважувального клапана (рис. 2.3).

Тривимірна модель дослідного зразка врівноважувального клапана включає електромагніт 1, корпус 2 з заглушками, основний золотник 3 з пружиною 4, поршень 5, нерегульований дросель 6, сервозолотник 7 з пружиною 8, нерегульований дросель 9 та штуцери 10.

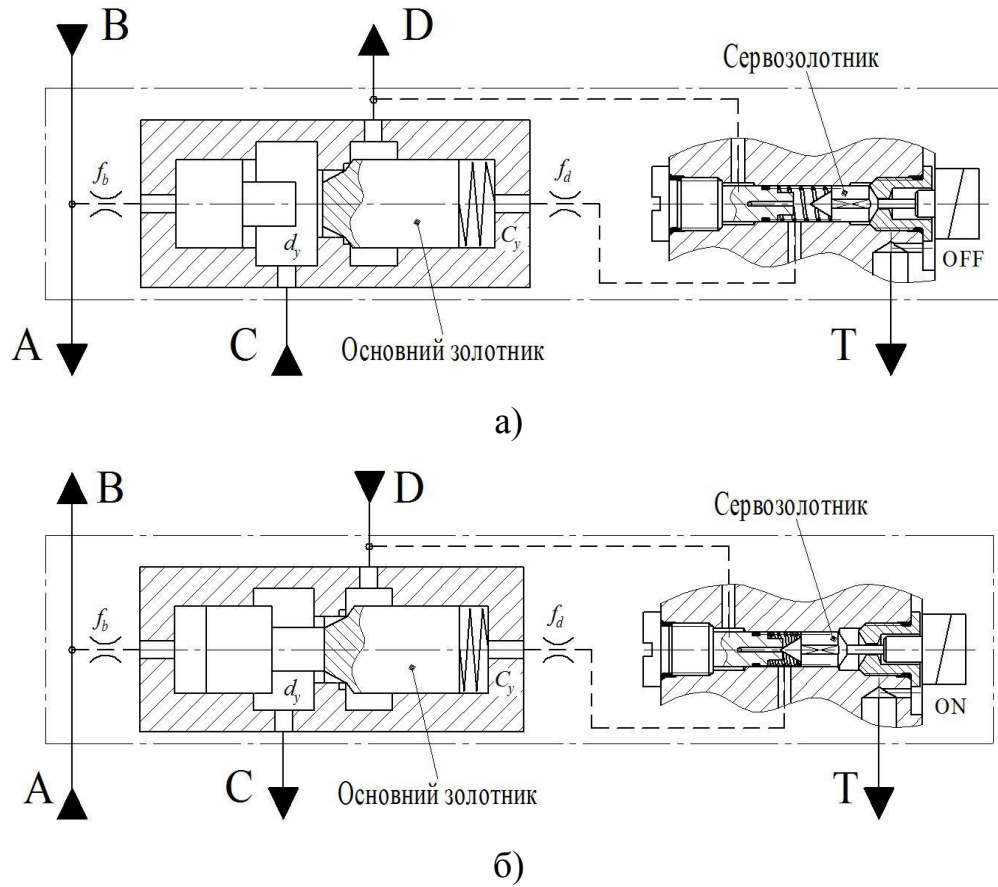


Рис. 2.2 Робота врівноважувального клапана при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях на виконавчому органі

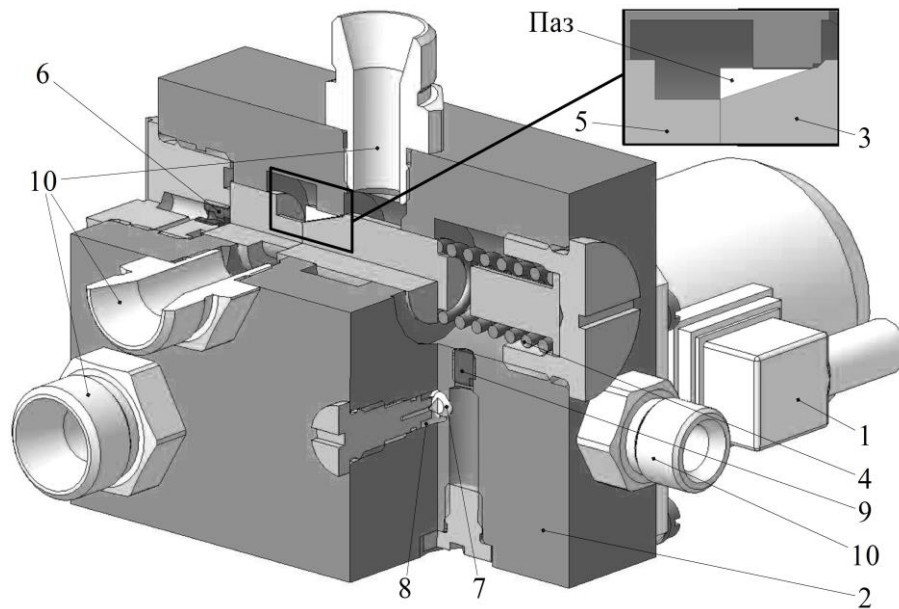


Рис. 2.3 Тривимірна модель дослідного зразка врівноважувального клапана

В дослідному зразку врівноважувального клапана використано релейний електромагніт 1 моделі РЕ 10.3 (див. рис. 2.4) вітчизняного виробника ООО

«Гідроапаратура» (Харків) [78]. Такий електромагніт дозволяє створювати номінальне тягове зусилля 120 Н та робочий хід якоря 3,2 мм. Маса електромагніту 1 становить 1,45 кг, а загальна маса дослідного зразка врівноважувального клапана становить 7 кг.

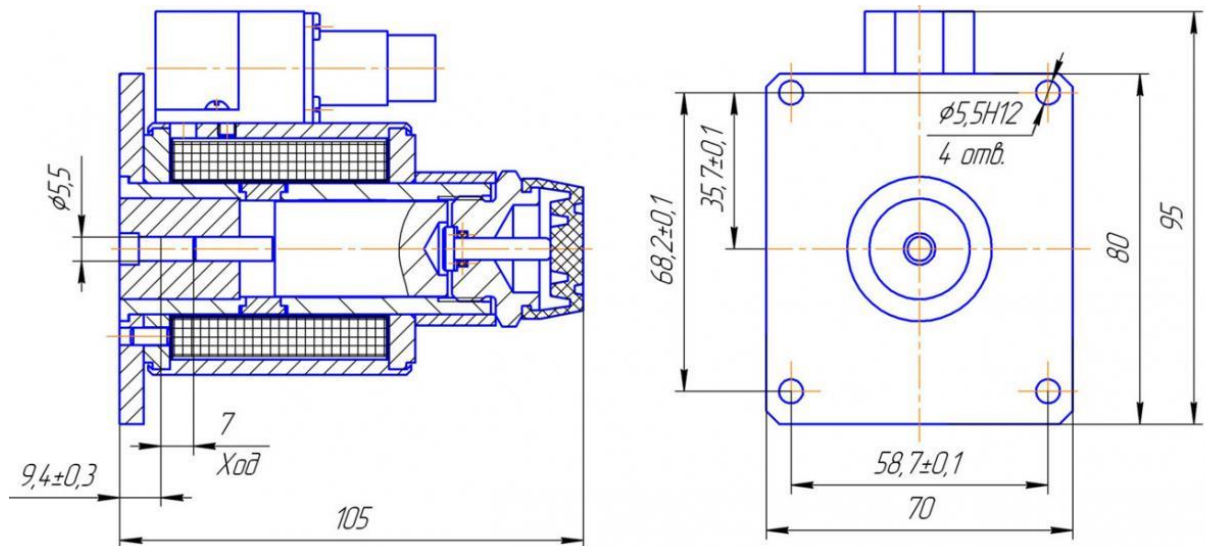


Рис. 2.4 Габаритні розміри та схема електромагніта PE 10.3

Конструювання сервозолотника врівноважувального клапана (див. рис. 2.5) здійснено за допомогою програмного пакета Autodesk Simulation CFD. Знайдено працездатну версію конструкцію сервозолотника (див. рис. 2.8) шляхом кінетостатичного силового аналізу його прототипів 1–3. Прототип 1 (див. рис. 2.5, 2.6) – сервозолотник з лисками до 0,3мм, а зливний отвір Ø2,2мм в зливній гідролінії Т. Прототип 2 (див. рис. 2.7) – сервозолотник з 2-ма пазами 1х1мм вздовж його осі, а зливний отвір Ø2,5мм в зливній гідролінії Т. Прототип 3 (див. рис. 2.3) – сервозолотник з 4-ма пазами 1х1мм вздовж його осі, а зливний отвір Ø2,2мм в зливній гідролінії Т. Умовою спрацювання прототипів 1–3 сервозолотника було відкриття зливної гідролінії при максимальному робочому тиску 20 МПа.

На рис. 2.5 представлено моделювання течії робочої рідини через сервозолотник 7 з перепадами тиску, що діють на нього, під час його переміщення. Сервозолотник 7 за своєю конструкцією в крайніх позиціях

герметизує гідролінії D або T, а під час спрацювання, переміщається з лівої крайньої позиції в праву і навпаки.

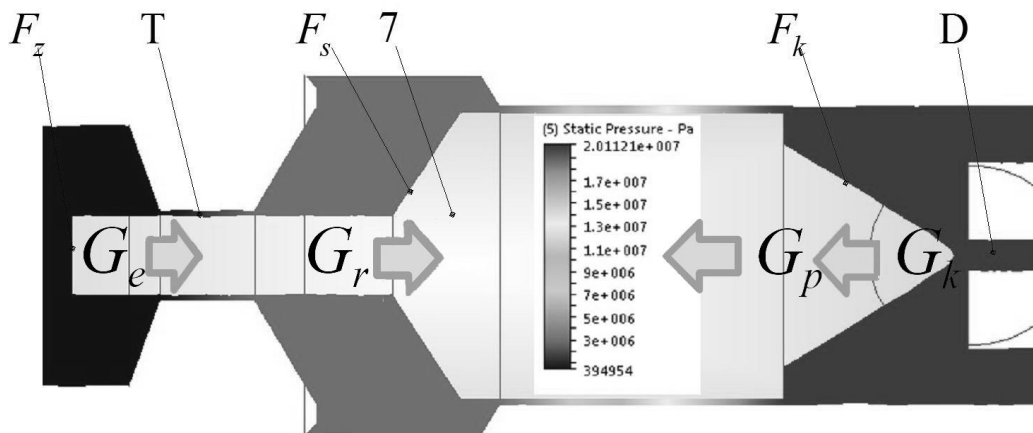


Рис. 2.5 Моделювання течії робочої рідини через сервозолотник врівноважувального клапана (прототип 1)

На рис. 2.5 видно падіння тиску на циліндричних поверхнях сервозолотника 7 та згідно шкали розподілу тиску можливо оцінити сили, що діють на площі F_k , F_s та F_z . Приймаємо, що сили інерції та тертя є незначними в порівнянні з силою дії від електромагніту $G_e=120\text{Н}$. Так як маса сервозолотника 7 дорівнює 0,005 кг, сили сухого тертя для золотників, які працюють в оливі індустріальній відносно малі, а сили в'язкісного тертя теж не значні через великі зазори між циліндричними поверхнями корпусу 2 та сервозолотника 7. Сила від дії пружини складає $G_p=14\text{Н}$. Сила від дії тиску на лівий торець $G_r=G_s+G_z$ та забезпечує підсилення дії сили G_e від електромагніту 1. Виконаємо кінетостатичний силовий аналіз (див. рис. 2.6) для визначення запасу сили G_{e+} від електромагніта 1, яка забезпечить переміщення сервозолотника 7 (прототип 1).

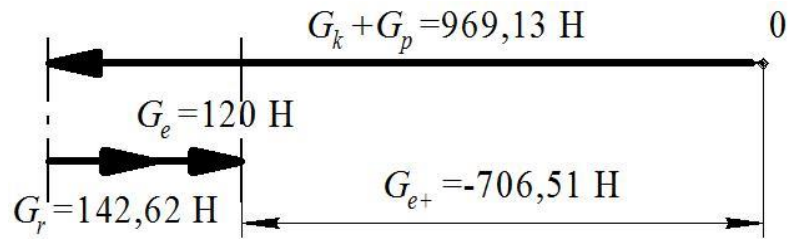


Рис. 2.6 Кінетостатичний силовий аналіз сил, що діють на сервозолотник (прототип 1)

В результаті розрахунку виявилось, що запас сили G_{e+} для переміщення сервозолотника 7 (прототип 1) з від'ємним знаком та складає $-706,51$ Н. Це означає, що сервозолотник 7 (прототип 1) не зможе відкритися. Щоб зменшити різницю сил G_k та G_r сформовано 2-а пази 1×1 мм вздовж осі сервозолотника. Сили, що діють на сервозолотник 7 (прототип 2) представлено на рис. 2.7 та 2.8.

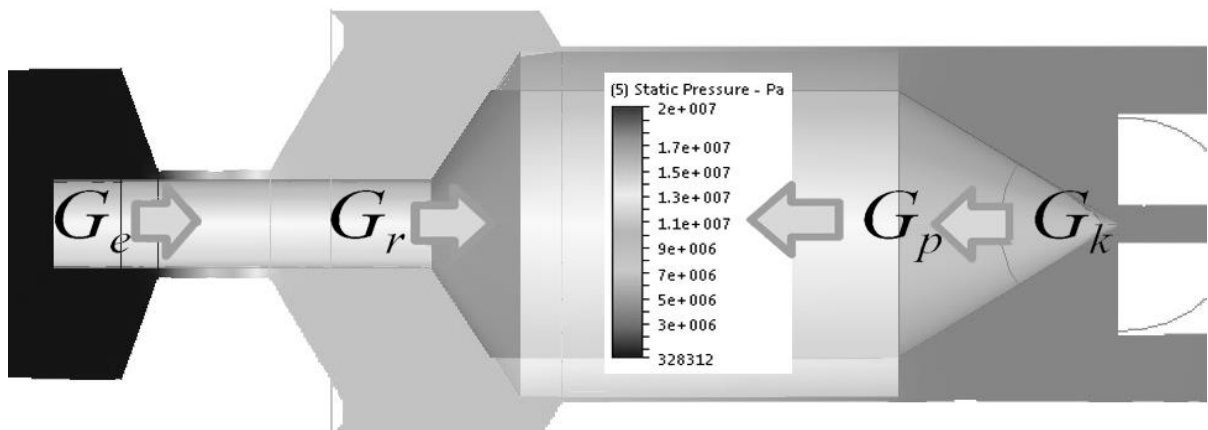


Рис. 2.7 Моделювання течії робочої рідини через сервозолотник врівноважувального клапана (прототип 2)

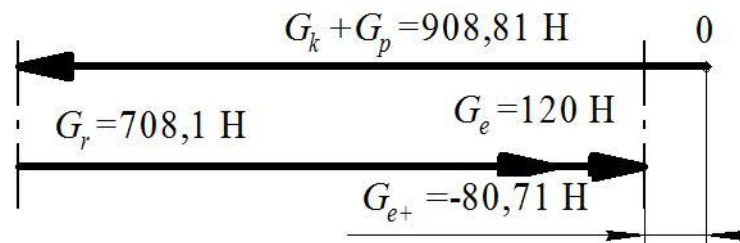


Рис. 2.8 Кінетостатичний силовий аналіз сил, що діють на сервозолотник (прототип 2)

Згідно розрахунків на рис. 2.8 запас сили G_{e+} для переміщення сервозолотника 7 (прототип 2) також з від'ємним знаком та складає -80,71 Н, що унеможливило його роботу при максимальних умовах експлуатації. На рис. 2.7 моделювання течії робочої рідини досі показує значний перепад тиску між площами F_k і F_s .

Для зменшення перепаду тиску між торцями сервозолотника 7 (прототип 2) сформовано 4-и пази 1x1мм на циліндричній поверхні сервозолотника 7 (прототип 3) (див. рис. 2.9). Зменшено зливний отвір до Ø2,2 мм зливної гідролінії Т, щоб основний перепад тиску створювався на хвостовику сервозолотника 7 (прототип 3) під час його переміщення. Максимально збільшено довжину сервозолотника 7 (прототип 3) для збільшення його швидкодії.

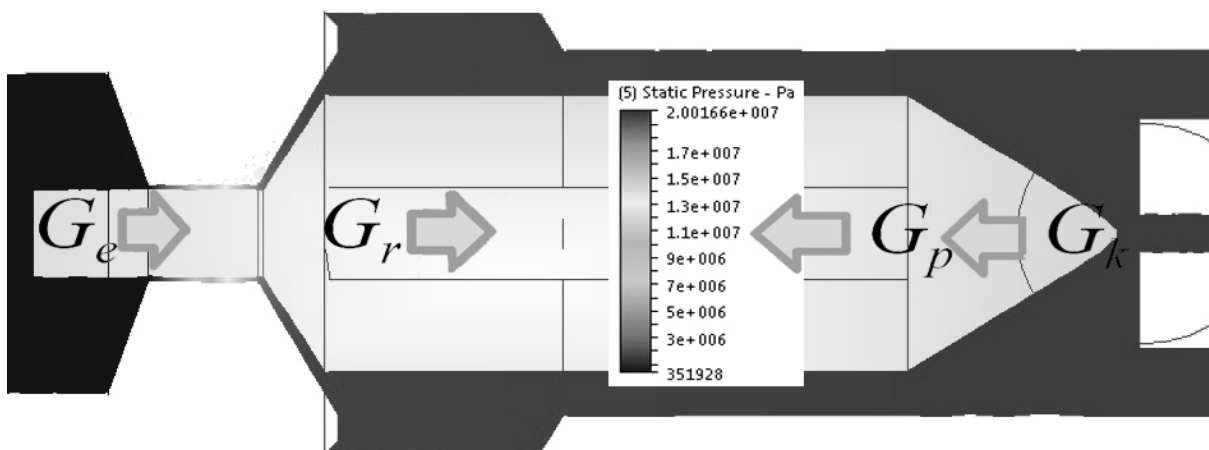


Рис. 2.9 Моделювання течії робочої рідини через сервозолотник врівноважувального клапана (прототип 3)

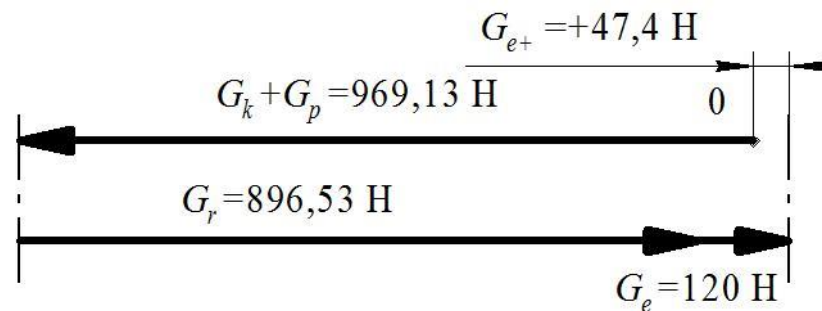


Рис. 2.10 Кінетостатичний силовий аналіз сил, що діють на сервозолотник (прототип 3)

В результаті кінетостатичного силового аналізу (див. рис. 2.10) для сервозолотника 7 (прототип 3) виявилося, що запас сили G_{e+} буде з додатнім знаком та складає +47,4 Н для подолання неврахованих сил тертя та інерції.

В подальших розрахунках та дослідженнях використано сервозолотник (прототип 3) із 4-ма пазами 1x1мм та зливний отвір Ø2,2 мм в корпусі врівноважувального клапана.

Наявність врізних пазів та конічної поверхні на торці основного золотника 3 унеможлиблює використання відомих [49, 50, 54, 79–82] залежностей розрахунку сил від потоку робочої рідини. В цьому випадку для розрахунку сил від потоку робочої рідини на основний золотник 3 доцільно застосувати імітаційне моделювання. Під час імітаційного моделювання течії робочої рідини по каналах врівноважувального клапана виявлено нерівномірний розподіл тиску по поверхні основного золотника 3. Результати імітаційного моделювання показано на рис. 2.11 та 2.14.

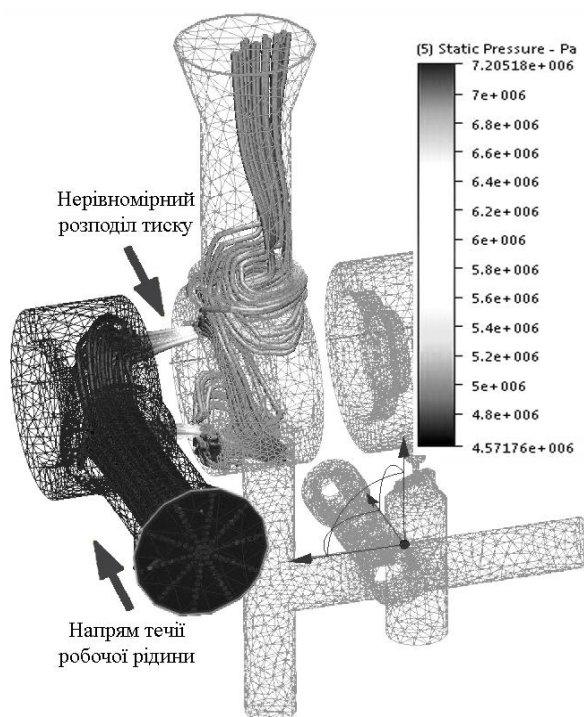


Рис. 2.11 Імітаційне моделювання течії робочої рідини каналами врівноважувального клапана при зустрічному навантаженні

Під час моделювання задавалися початкові умови: величини тисків на вході p_p та на виході p_y штуцерів 10, відкриття у основного золотника 3 та величина подачі Q_y через робоче вікно. Значення початкових умов взяті з математичної моделі [74, 75] та внесені до таблиць А.1 та А.2 додатку А.

Більш детально показано розподіл тисків на рис. 2.12 при повздовжньому перерізі течії робочої рідини в тривимірній моделі врівноважувального клапана. Нерівномірний розподіл тиску формується в пазах основного золотника 3.

Виконано поперечні перерізи основного золотника 3 пазів та конуса (див. рис. 2.13). Розраховано, що розподіл тиску p_p по ширині пазів (переріз А-А) змінюється лише на 0,5%, а по поверхні конуса (переріз Б-Б) – на 3%. Тому обмежимося одним повздовжнім перерізом для визначення розподілу тиску p_p та знехтуємо дією цього тиску на поверхню конуса.

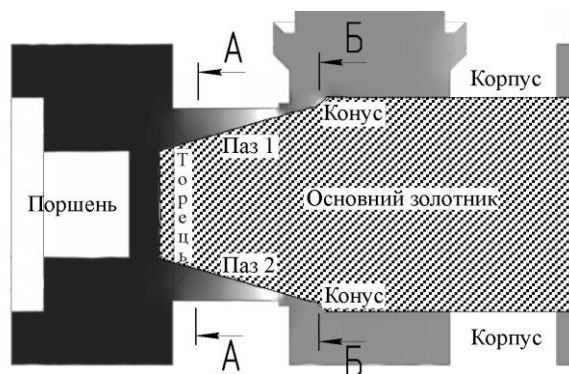


Рис. 2.12 Розподіл тиску в повздовжньому перерізі потоку робочої рідини, що проходить через врівноважувальний клапан

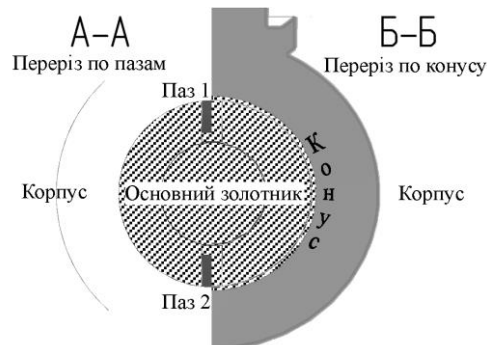


Рис. 2.13 Розподіл тиску в поперечних перерізах потоку робочої рідини, що проходить через врівноважувальний клапан

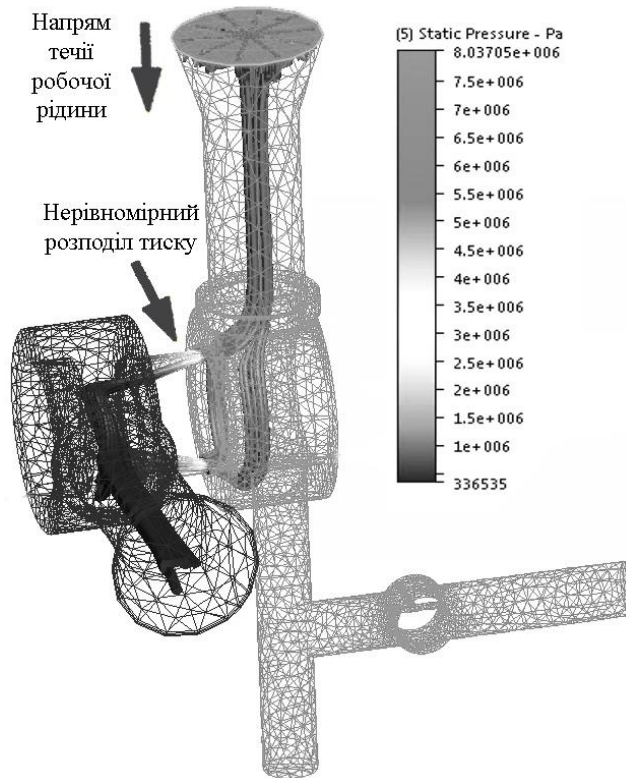


Рис. 2.14 Імітаційне моделювання течії робочої рідини каналами врівноважувального клапана при супутньому навантаженні

Подальші дослідження та методика розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана викладено в додатку А.

2.3 Розрахункові схеми гідроприводу стріли навантажувача з врівноважувальним клапаном для режимів зустрічного та супутнього навантаження

Врівноважувальний клапан працює як гідрозамок, або гальмівний клапан із зовнішнім типом керування, при позиціях гідророзподільника «нейтральна» та «піднімання», а при позиції «опускання» – як гальмівний клапан із змішаним типом керування. Тому комутація його гідроліній і принцип роботи під час «підніманні» та «опускання» є різними. Враховуючи таку особливість підключення потрібно скласти дві розрахункові схеми: при зустрічному

пружини 11, силу, що створюється тиском p_d , гідродинамічну силу F_{hd} , а також сили інерції та в'язкого тертя.

При супутньому навантаженні (див. рис. 2.16) гідропривод стріли навантажувача переміщує шток гідроциліндра 5 з ліва на право, за рахунок подачі робочої рідини від регульованого насоса 1 через робоче вікно f нерегульованого дроселя 4 та канали врівноважувального клапана 6 до штокової камери гідроциліндра 5. Злив робочої рідини відбувається із безштокової камери гідроциліндра 5 до гідробаку 12 через відкритий основний золотник 9. Поршень 10 врівноважувального клапана 6 переміщується в праве положення тому, що величина тиску p_b більша за зливний тиск p_p . Основний золотник 9 відкривається за допомогою поршня 10 лише тоді, коли сила, створена тиском p_b , подолає силу від пружини 11, силу від зливного тиску p_p , а також сили інерції та в'язкого тертя. Гідродинамічна сила F_{hd} буде сприяти процесу відкриття основного золотника 9.

2.4 Висновки

1. Запропоновано схему гідроприводу фронтального навантажувача на основі врівноважувального клапана та насоса із змінним робочим об'ємом. Врівноважувальний клапан працює як гідрозамок, або гальмівний клапан із зовнішнім типом керування, при позиціях гідророзподільника «нейтральна» та «піднімання», а при позиції «опускання» – як гальмівний клапан із змішаним типом керування.

2. Розроблено тривимірну модель дослідного зразка врівноважувального клапана. Нова конструкція врівноважувального клапана дозволить забезпечити герметичність камери гідродвигуна та фіксацію вантажу після його піднімання при холостому режимі роботи багаторежимного гідроприводу. А під час опускання виконавчого органу врівноважувальний клапан дозволить стабілізувати швидкість руху виконавчого органу та економити енергію за рахунок опускання вантажу під власною вагою.

3. Проведено розрахунок конструкції сервозолотника за рахунок імітаційного моделювання течії робочої рідини через його канали. Розраховано, що конструкція сервозолотника (прототип 3) із 4-ма пазами та отворів $\varnothing 2,2$ мм у зливній гідролінії забезпечать роботу сервозолотника при максимальному тиску в 20 МПа.

4. Запропоновано методику розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана. Отримано залежність гідродинамічної сили $F_{hd}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику врівноважувального клапана, яка враховує особливості перетікання течії робочої рідини по його каналах, значення подачі Q_y через основний золотник та величину тиску p_y від навантаження.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. Козлов Л. Г. Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів для гідросистем / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С.І. Котик // XLVI Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2017. – 2с.

2. Патент №107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – № u201511543; заявл. 23.11.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с.

3. Піонткевич О. В. Дослідження сервозолотника врівноважувального клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук // Матеріали XXIII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Київ, 19-22 червня 2018 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2018. – С. 157-159.

РОЗДІЛ 3

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ЗРАЗКА ГІДРОПРИВОДУ СТІЛИ

Розроблено розрахункові схеми експериментального зразка гідроприводу стріли для зустрічного та супутнього навантажень, відповідно. Для цих розрахункових схем складено математичні моделі з експериментально визначеними характеристиками гідроагрегатів. Розраховано статичні, динамічні та енергетичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли. Проведено оптимізацію конструкції врівноважувального клапана за комплексним критерієм.

Під час дослідження експериментального зразка гідроприводу стріли використовувався метод імітаційного математичного моделювання [13, 27, 42, 53, 56, 57, 74].

3.1 Розрахунок тензора моменту інерції виконавчого органу та сил тертя рухомих ланок експериментального зразка гідроприводу стріли

Для розрахунку параметрів математичної моделі розроблено тривимірні моделі експериментального зразка стріли (рис. 3.1, а) та стріли фронтального навантажувача (рис. 3.2). Тривимірні моделі виконані за допомогою програмних продуктів КОМПАС 3D та SolidWorks [83], які використовують кінцево-елементний аналіз для обчислення маси, сил інерції та координати центру маси.

Кінцево-елементний аналіз дозволяє точно розрахувати параметри об'єктів. Однак він не враховує наявності дефектів (раковин, пустот) в виробі який моделюється. Крім того, піднімання чи опускання стріли фронтального навантажувача супроводжується ривками в наслідок наявності люфтів, дії дисипативних сил, перехідних процесів в гідроприводі. Стріла з вантажем коливається вибираючи зазори у шарнірах, а також можливе випадання, або

зсипання із ківша завантажених матеріалів. Тому потрібно використовувати стохастичні залежності для розрахунку тензора моменту інерції.

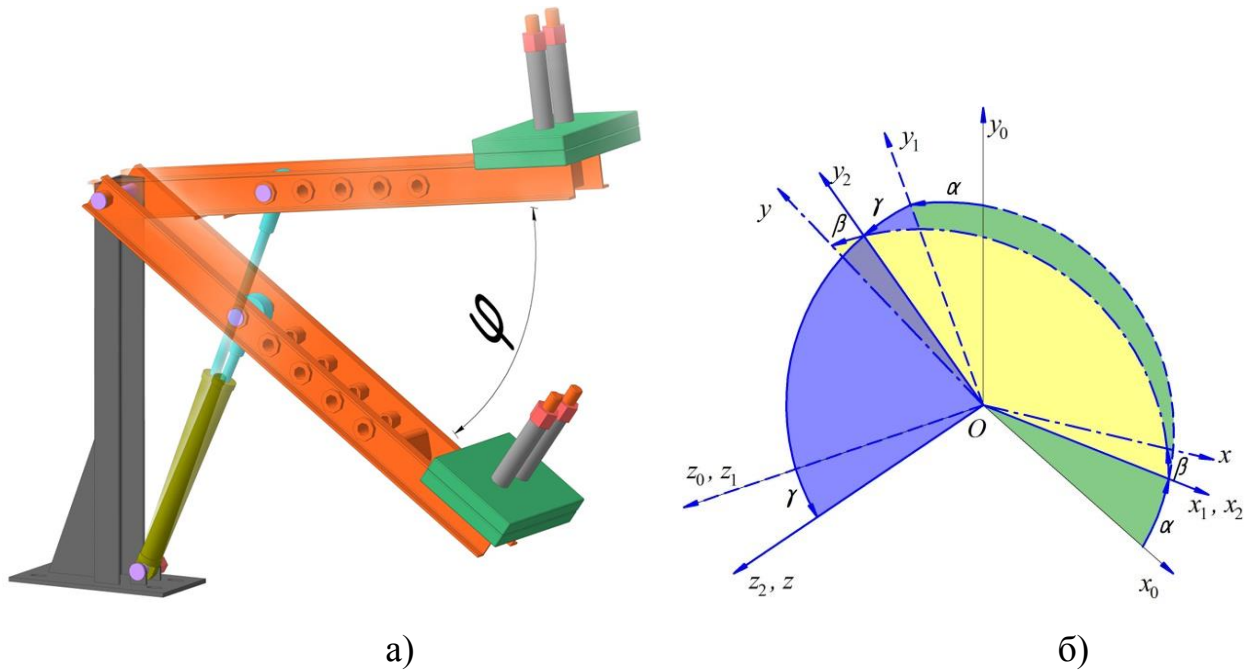


Рис. 3.1 Тривимірна модель експериментального зразка стріли при повороті на кут φ (а) та кути повороту α , β , γ головних осей x , z , y (б)

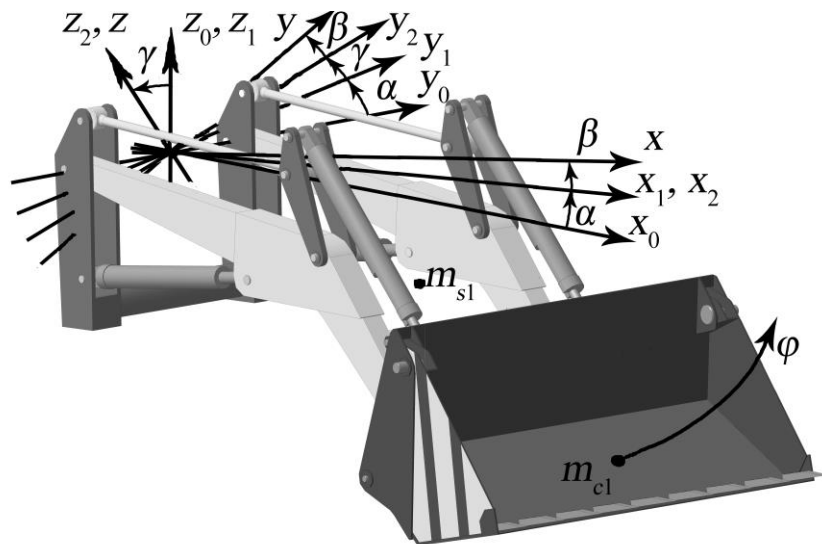


Рис. 3.2 Тривимірна модель стріли фронтального навантажувача при повороті на кут φ з кутами повороту α , β , γ головних осей x , z , y

Щоб розв'язати поставлену задачу потрібно перейти від детермінованих (див. рис. 3.1, б) до нечітко-визначених значень кутів повороту α , β , γ головних осей x , z , y . Тензор моменту інерції I_{mc} експериментального зразка стріли із детермінованими значеннями кутів повороту α , β , γ головних осей x , z , y має вигляд:

$$I_{mc} = I_{xx} \cdot \cos^2 \alpha + I_{yy} \cdot \cos^2 \beta + I_{zz} \cdot \cos^2 \gamma - 2 \cdot I_{xy} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta - \\ - 2 \cdot I_{yz} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma - 2 \cdot I_{xz} \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma . \quad (3.1)$$

Для розрахунку тензора моменту інерції I_{mc} стріли із нечітко-визначеними значеннями кутів повороту α , β , γ головних осей x , y , z використовуємо імітаційне моделювання в програмному середовищі Simulink прикладної програми MATLAB [84]. Значення кутів повороту α , β , γ задаємо за допомогою блоку Random Number через блок Integrator. Одержуємо вихідний сигнал з випадковим розподілом по закону Гауса та можливістю варіювання значенням математичного очікування та середньоквадратичного відхилення.

Приклад імітаційного моделювання зміни кута повороту α від часу t за допомогою блоку Random Number через блок Integrator показано на рис. 3.3.

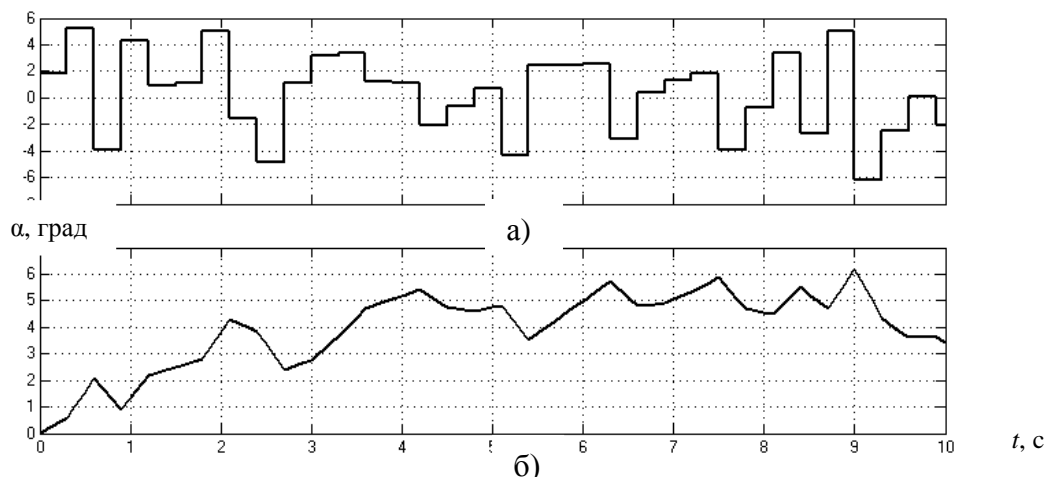


Рис. 3.3 Випадковий розподіл сигналу Random Number а) та нечітко-визначена зміна кута повороту α від часу t для інтегрованого сигналу Random Number б)

Зсипання із ківша завантажених матеріалів задаємо за допомогою блоку Signal Builder. Даний блок дозволяє побудувати закон зміни маси завантажених матеріалів в часі. На рис. 3.4 показано як протягом 2с роботи стріли фронтального навантажувача зменшується маса завантажених матеріалів.

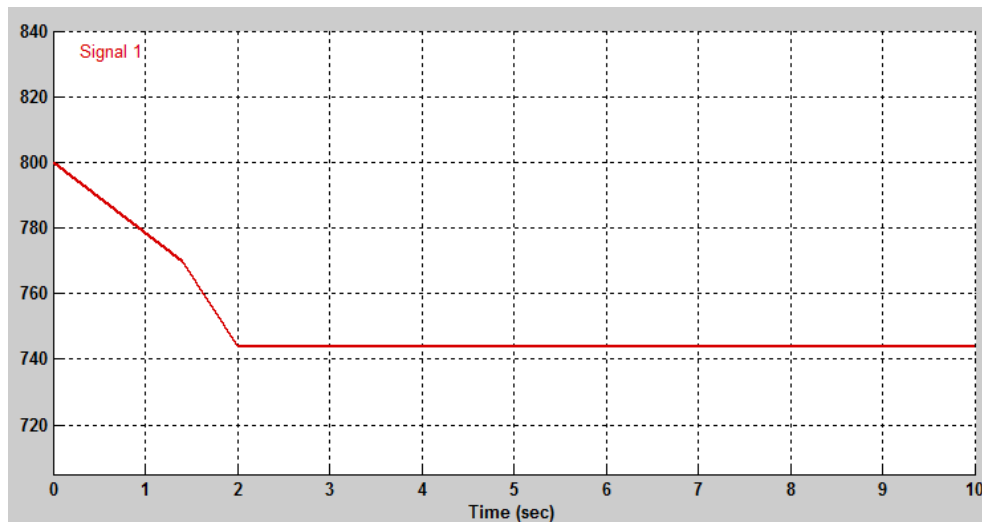


Рис. 3.4 Закон зміни маси (кг) завантажених матеріалів в часі (с) під час піднімання стріли фронтального навантажувача

Враховуючи нечітко-визначені значення кутів повороту α , β , γ головних осей x , y , z розраховано за формулою (3.1) зміну тензора моменту інерції I_{mc} від кута повороту φ для експериментального зразка стріли (див. рис. 3.5).

Із рис. 3.5 видно, що стохастичні коливання експериментального зразка стріли під час повороту на кут φ змінюють значення тензора моменту інерції I_{mc} . Однак, діапазон зміни значення тензора моменту інерції I_{mc} складає до 2% від його величини в 52,5 кг·м². Тому, зміною тензора моменту інерції I_{mc} для експериментального зразка стріли можна знехтувати під час розрахунків.

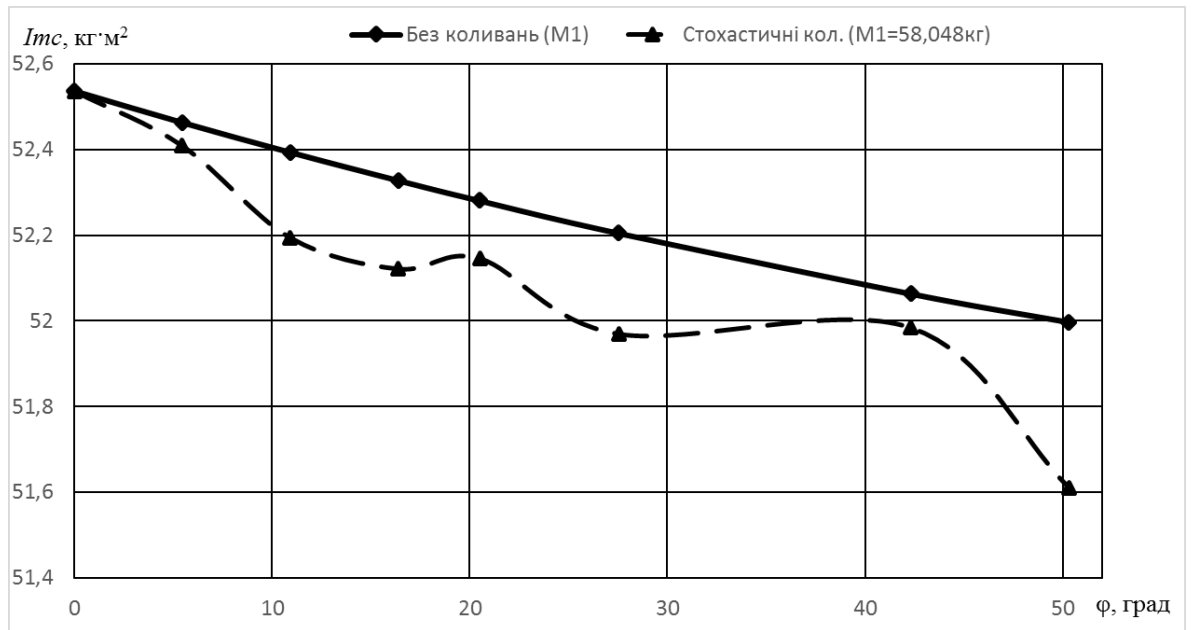


Рис. 3.5 Зміна тензора моменту інерції I_{mc} від кута повороту φ для експериментального зразку стріли

На рис. 3.6 показано зміну тензора моменту інерції I_{mc} для різних мас вантажу m_c , що встановлений на експериментальному зразку стріли.

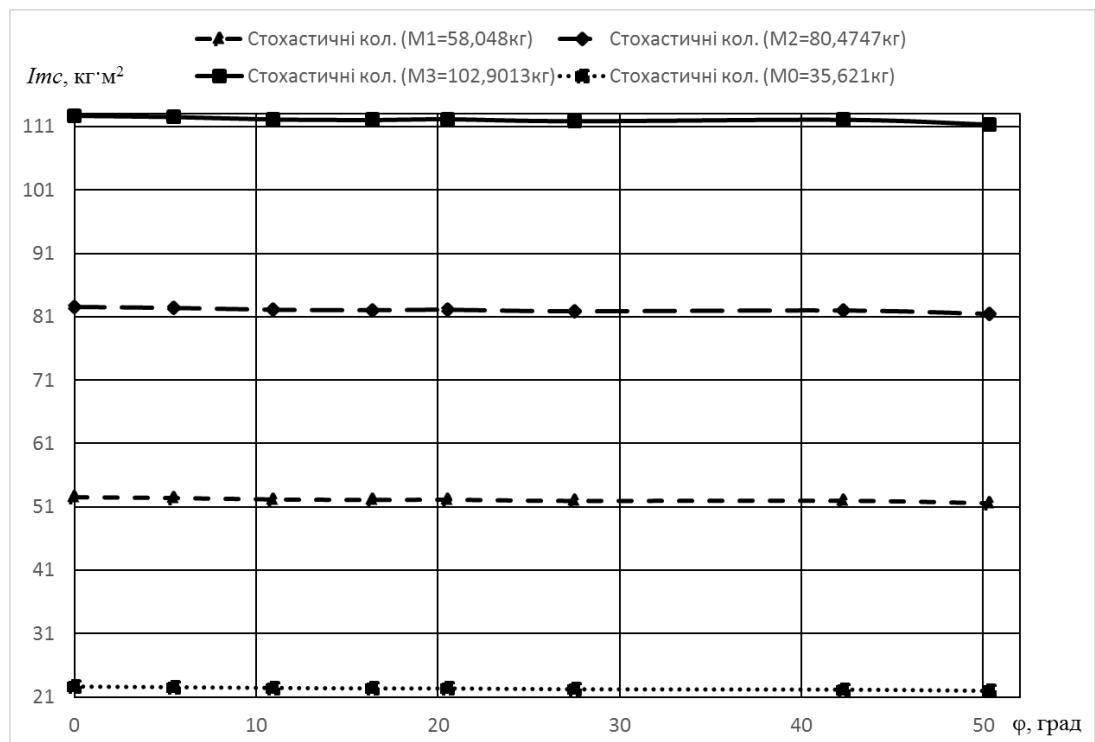


Рис. 3.6 Зміна тензора моменту інерції I_{mc} для різних мас вантажу m_c

Збільшення маси m_c на 22,43 кг веде до збільшення тензора моменту інерції I_{mc} на 30 кг·м², і ця залежність прямо пропорційна масі та квадрату відстані центру ваги до осі обертання. Такий результат свідчить, що при зсипанні вантажу під час обертання стріли фронтального навантажувача тензор моменту інерції буде змінюватися суттєво, і впливатиме на перехідних процес.

Отже, для експериментального зразка стріли враховано зміну тензора моменту інерції лише від маси вантажу $I_{mc}=f(m_c)$. Стохастичний вплив кутів повороту α, β, γ головних осей x, y, z на розрахунок тензора моменту інерції I_{mc} експериментального зразка стріли не враховувався.

На рис. 3.7 показано зміну тензора моменту інерції I_m стріли фронтального навантажувача від кута повороту φ при відсутності а) та наявності б) стохастичного впливу кутів повороту α, β, γ головних осей x, y, z . В даному випадку зміна значення тензора моменту інерції I_m становить до 5% від його величини в 9700 кг·м². Тому, для математичної моделі гідроприводу стріли фронтального навантажувача враховано стохастичний вплив кутів повороту α, β, γ головних осей x, y, z .

Формула розрахунку тензора моменту інерції $I_m=f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ для стріли фронтального навантажувача матиме вигляд:

$$I_m = I_{xx}(\varphi, m) \cdot \cos^2 \alpha + I_{yy}(\varphi, m) \cdot \cos^2 \beta + I_{zz}(\varphi, m) \cdot \cos^2 \gamma - \\ - 2 \cdot I_{xy}(\varphi, m) \cos \alpha \cdot \cos \beta - 2 \cdot I_{xz}(\varphi, m) \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma - 2 \cdot I_{yz}(\varphi, m) \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \quad (3.2)$$

де α, β, γ – кути повороту головних осей x, y, z стріли, що змінюються за нормальним законом розподілу (детерміновані значення кутів становлять $\alpha=90$ град, $\gamma=90$ град, $\beta=0$); m – зведена маса, що змінюється під час піднімання за прийнятим законом зсипання вантажу із ківша (див. рис. 3.4).

Зведена маса m дорівнює сумі мас вантажу m_{c1} і стріли фронтального навантажувача m_{s1} .

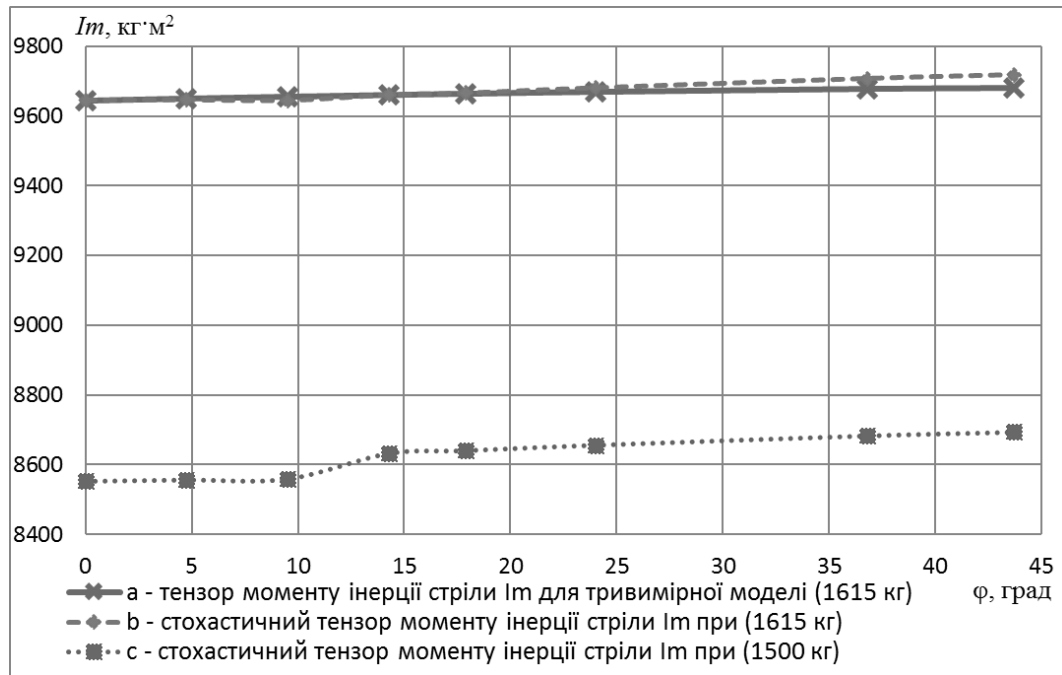


Рис. 3.7 Результати розрахунку тензора моменту інерції I_m під час повороту на кут φ стріли фронтального навантажувача

В додатку Б показано блок-схему та розрахунок тензора моменту інерції $I_m = f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ стріли фронтального навантажувача.

Схема дії сил та моментів на експериментальний зразок стріли при підніманні вантажу показана на рис. 3.8. Конструкція експериментального зразка стріли включає гідроциліндр двосторонньої дії 5, основу 13, стойку 14, стрілу 15, вантаж 16 та шарніри 17–19. Момент тертя в шарнірі направлений проти напрямку обертання та розраховуються за формулою:

$$M_{ti} = F_{ri} \cdot \mu_f \cdot r_f \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right), \quad (3.3)$$

де F_{ri} – реакція в шарнірах механізму повороту, μ_f – коефіцієнт тертя сталь по сталі, що враховує тертя спокою та під час руху [85], r_f – радіус контакту шарніра з механізмом стріли, $\frac{d\varphi}{dt}$ – кутова швидкість обертання стріли.

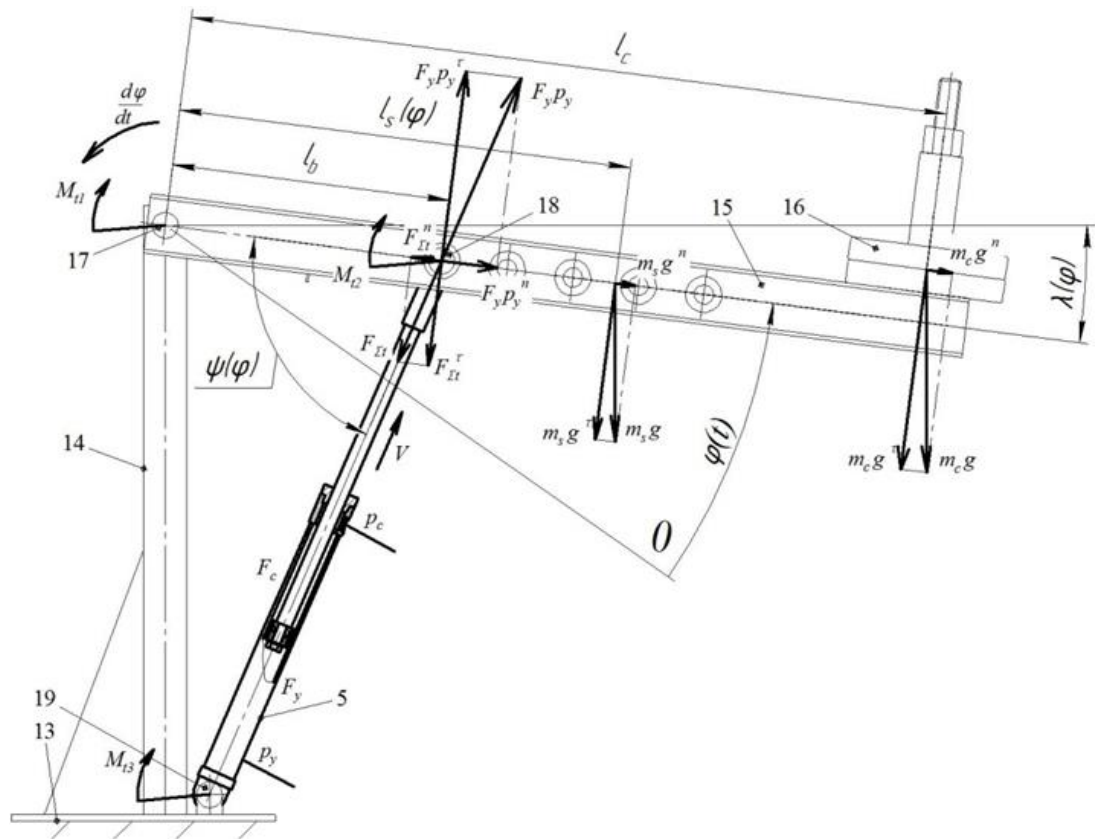


Рис. 3.8 Схема дії сил та моментів на експериментальний зразок стріли

Сумарна сила тертя, що виникає в гідроциліндрі, включає сили тертя поверхонь поршня і штоку по гільзі та сили тертя гумових ущільнень по поверхнях гільзи та штоку. Вона розраховується за формулою:

$$F_{\Sigma t} = \frac{[m_c \cdot g \cdot l_c + m_s \cdot g \cdot l_s(\varphi)] \cdot \cos[\lambda(\varphi)]}{l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)]} \cdot \mu_f + [\pi \cdot d_c \cdot b_c \cdot k + \pi \cdot d_s \cdot b_s \cdot k], \quad (3.4)$$

де m_c , m_s – маса вантажу та стріли, відповідно, l_c , l_s , l_b , $\lambda(\varphi)$, $\psi(\varphi)$ – параметри розміщення вантажу та стріли, d_c , d_s , b_c , b_s – діаметри і товщини ущільнюючих кілець на поршні та гільзі, k – коефіцієнт питомої сили тертя в гідроциліндрі.

В зв'язку із поворотом стріли відбувається зміщення її координат центру маси. Стохастичний вплив кутів повороту α , β , γ головних осей стріли майже не змінює координат її центру маси. Тому, залежність координат центру маси стріли розрахована із тривимірної моделі під час повороту стріли на кут φ . На

рис. 3.9 показано результати розрахунку зміни положення координати центру маси стріли відносно осі x , а переміщення відносно осі обертання y та вертикальної осі z вважаємо не змінними. Залежність зміни координат центру маси вантажу враховується як добуток плеча l_c на косинус кута φ .

На рис. 3.10 показано розраховану залежність координати центру маси стріли фронтального навантажувача від її кута φ .

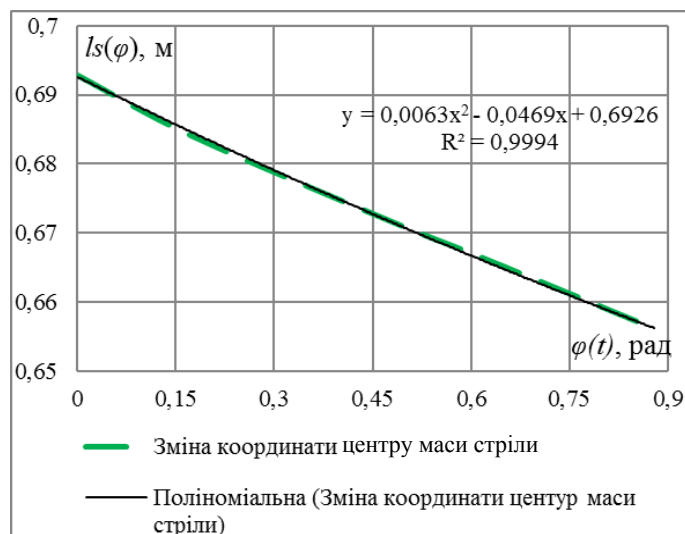


Рис. 3.9 Залежність координати центру маси експериментального зразка стріли від її кута φ

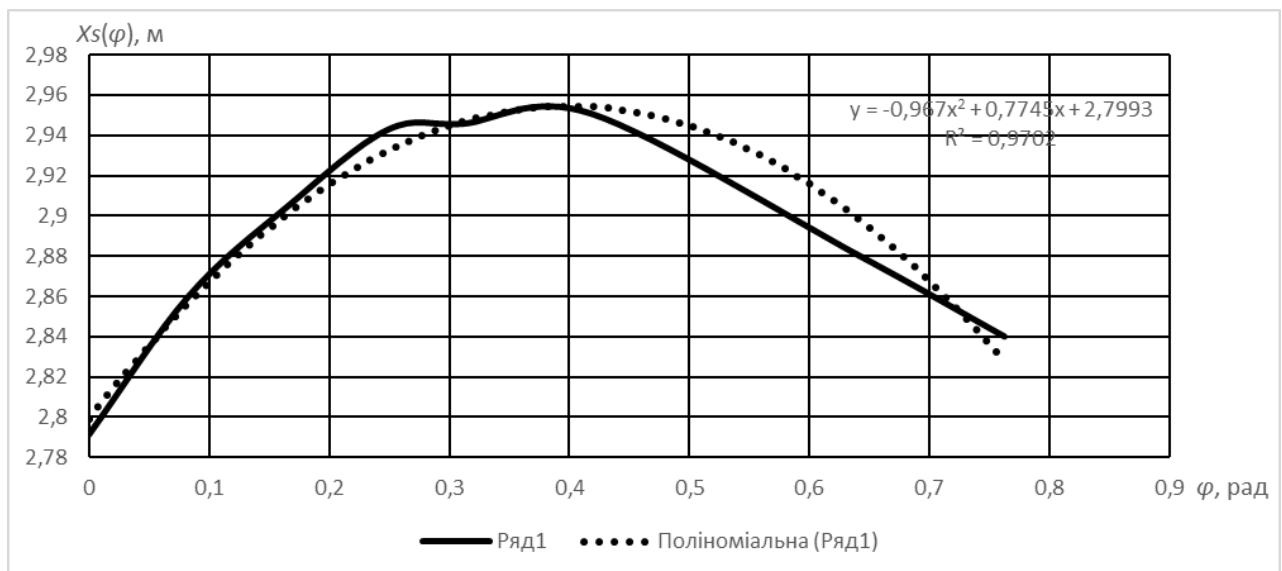


Рис. 3.10 Залежність координати центру маси стріли фронтального навантажувача від її кута φ

Так як обертання проходить в площині осей x та z (див. рис. 3.2), то проектуємо залежність координати центру маси стріли фронтального навантажувача від її кута φ на вісь x (див. рис. 3.10). Переміщення відносно осі обертання у незначене, тому не враховуємо.

3.2 Математичні моделі експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном при зустрічному та супутньому навантаженнях

Для дослідження процесів, що відбувається в експериментальному зразку гідроприводу стріли, було складено нелінійні математичні моделі при таких припущеннях [61, 86–92]:

- розглядаються зосереджені параметри гідроприводу стріли;
- температура та в'язкість робочої рідини прийнята постійною;
- хвильові процеси не враховувались;
- податливості камер гідроприводу, а також стисливість робочої рідини враховувались як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску;
- коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні;
- тиск рідини в зливних гідролініях постійний;
- режими роботи – безкавітаційні;
- втрати тиску в гідролініях не враховувались;
- сили сухого тертя для золотників не враховуються;
- перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та врівноважувального клапана не враховувалось;
- діями сил від зливного тиску нехтуємо;
- зміна тензору моменту інерції стріли під час повороту не враховувалась;
- зміна координат центру маси вантажу під час повороту не враховувалась.

Побудовано дві математичні моделі експериментального зразка гідроприводу стріли, для випадків імітації роботи при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно рис. 2.15 та 2.16.

Математичні моделі експериментального зразка гідроприводу стріли складаються із рівнянь нерозривності потоків в гідролініях; рівнянь рівноваги моментів, що діють на планшайбу насоса та стрілу; рівнянь рівноваги сил, що діють на золотники. Системи рівнянь математичних моделей мають нелінійний характер та включають залежності гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана, а також визначеної подачі робочої рідини через врівноважувальний клапан.

3.2.1 Розрахункова схема та нелінійна математична модель експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні

Розрахункова схема експериментального зразка гідроприводу стріли (див. рис. 3.11) побудована на основі розрахункової схеми гідроприводу стріли навантажувача (див. рис. 2.15) і схеми дії сил та моментів на експериментальний зразок стріли (див. рис. 3.7) Розрахункова схема експериментального зразка гідроприводу стріли включає регульований насос 1 з регулятором подачі 2 та нерегульований дросель 3. Пропорційний гідророзподільник під позицією 4 зображений у вигляді регульованого дроселя. А також до схем входить гідроциліндр двосторонньої дії 5 та врівноважувальний клапан 6 із нерегульованими дроселями 7, 8, основним золотником 9, поршнем 10 і пружиною 11. Злив робочої рідини з гідроприводу відбувається в гідробак 12. Конструкція експериментального зразка стріли включає наступні елементи: основу 13, стойку 14, стрілу 15, вантаж 16 та шарніри 17–19.

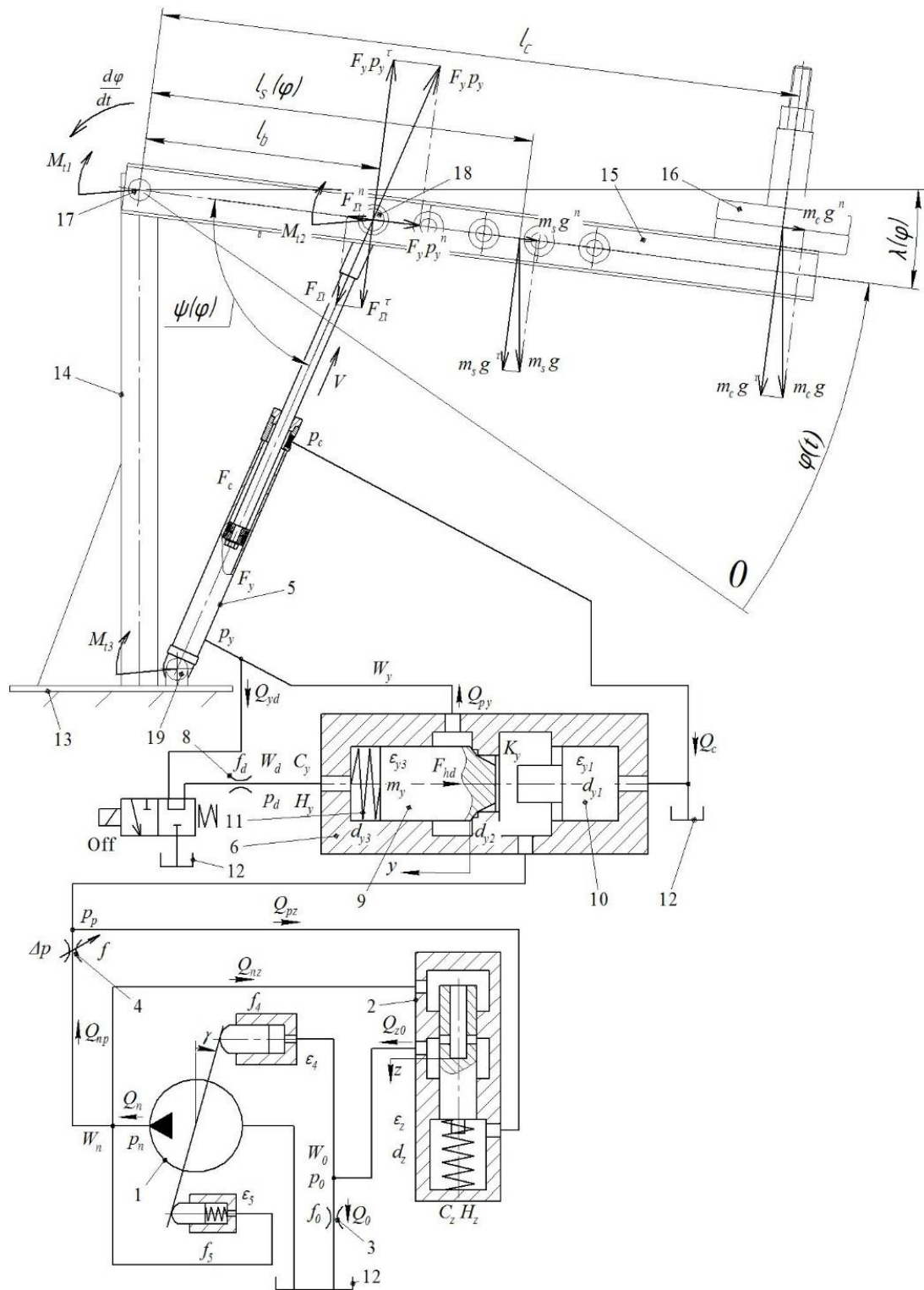


Рис. 3.11 Розрахункова схема експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні на гідроциліндр

Нелінійна математична модель експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні включає наступні рівняння.

Рівняння нерозривності потоку на виході із регульованого насоса:

$$Q_n = Q_f + Q_z - Q_{dz} + Q_{pn}. \quad (3.5)$$

Подача регульованого насоса визначається за формулою:

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma), \quad (3.6)$$

де d_7 – діаметр поршнів регульованого насоса, d_8 – діаметр кола контакту поршнів регульованого насоса з планшайбою, k – кількість поршнів в регульованому насосі, n – число обертів валу регульованого насоса, γ – кут повороту планшайби регульованого насоса.

Подача робочої рідини через регульований дросель:

$$Q_f = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p), \quad (3.7)$$

де μ – коефіцієнт подачі через дросельні та золотникові елементи, f – площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя, p_n – тиск на виході регульованого насоса, p_p – тиск робочої рідини між регульованим дроселем 4 та врівноважувальним клапаном 6 ρ – густина робочої рідини.

Подача через робоче вікно золотника регулятора подачі

$$Q_z = \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0), \quad (3.8)$$

де d_z – діаметр робочого вікна регулятора подачі, z – координата положення золотника регулятора подачі, p_0 – тиск робочої рідини на виході регулятора подачі.

Подача робочої рідини обумовлена переміщенням золотника регулятора подачі

$$Q_{dz} = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt}, \quad (3.9)$$

де $\frac{dz}{dt}$ – швидкість переміщення золотника регулятора подачі.

Подача робочої рідини, що обумовлена її стисненням та податливістю трубопроводів

$$Q_{pn} = \beta_1 \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}, \quad (3.10)$$

де β_1 – коефіцієнт стиснення, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та трубопроводів, W_n – об'єм робочої рідини в розглянутому трубопроводі.

Коефіцієнт β_1 враховує сумарну деформації газорідинної суміші β_2 та трубопроводу β_3 . Стисливість робочої рідини, що враховує пружність трубопроводів

$$\beta_1 = \beta_2 + \beta_3 = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{tr}}{\delta_{tr} \cdot E_{trp}}, \quad (3.11)$$

де d_{tr} – внутрішній діаметр трубопроводу, δ_{tr} – товщина стінки трубопроводу, E_{trp} – приведений модуль пружності трубопроводу, E_p – приведений модуль пружності газорідинної суміші, який визначається за формулою:

$$E_p = E_{p0} \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + (E_{p0} \cdot p_0)/p_i^2}, \quad (3.12)$$

де E_{p0} –модуль пружності робочої рідини, W_f / W_a – співвідношення вмісту об'єму робочої рідини до газової суміші при атмосферному тиску p_0 (в працюючому гідроприводі може міститися до 10% розчиненого та до 5% нерозчиненого, у вигляді бульбашок, повітря) [60], p_i – надлишковий тиск суміші рідини з газом.

Враховуючи рівняння (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10), (3.11) і (3.12), рівняння (3.5) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) + \\ + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Рівняння нерозривності потоку на виході із регульованого дроселя:

$$Q_f = Q_y - Q_{dz} + Q_{pp} \quad (3.14)$$

В цьому рівнянні подача робочої рідини через робоче вікно основного золотника врівноважувального клапана є апроксимованою залежністю, яку отримано із експериментальних досліджень [61] (див. розділ 4). Формула для розрахунку має вигляд :

$$Q_y = 7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y}, \quad (3.15)$$

де $\Delta p_y = p_p - p_y$ – перепад тиску на основному золотнику при зустрічному навантаженні, p_y – величина тиску робочої рідини на виході із врівноважувального клапана.

Подача робочої рідини, що обумовлена її стисненням та податливістю досліджуваних трубопроводів розраховується за формулою:

$$Q_{pp} = \beta_1 \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}, \quad (3.16)$$

де W_p – об'єм робочої рідини в досліджуваному трубопроводі.

Враховуючи рівняння (3.7), (3.15), (3.9), (3.16), (3.11) і (3.12), рівняння (3.14) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_p) = 7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \\ + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y} - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Рівняння нерозривності потоку на виході із врівноважувального клапана включає

$$Q_y = F_y \cdot V + Q_d + Q_{py}, \quad (3.18)$$

де F_y – площа поршня гідроциліндра, V – швидкість руху поршня гідроциліндра.

Подача робочої рідини через нерегульований дросель

$$Q_d = \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_y - p_d), \quad (3.19)$$

де f_d – площа робочого вікна нерегульованого дроселя, p_d – тиск робочої рідини на виході із нерегульованого дроселя.

Подача робочої рідини, що обумовлена її стисненням та податливістю досліджуваних трубопроводів розраховується за формулою:

$$Q_{py} = \beta_1 \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt}, \quad (3.20)$$

де W_y – об'єм робочої рідини в досліджуваному трубопроводі.

Враховуючи рівняння (3.15), (3.19), (3.20), (3.11) і (3.12), рівняння (3.18) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} & 7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y} = \\ & = F_y \cdot V + \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \times \text{sign}(p_y - p_d) + \beta_1 \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt}. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Рівняння нерозривності потоку на виході із нерегульованого дроселя

$$Q_d = Q_{pd} - Q_{dy}, \quad (3.22)$$

Подача робочої рідини обумовлена переміщенням основного золотника врівноважувального клапана

$$Q_{dy} = \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (3.23)$$

де $\frac{dy}{dt}$ – швидкість переміщення основного золотника врівноважувального клапана, d_{y3} – діаметр основного золотника.

Подача робочої рідини, що обумовлена її стисненням та податливістю досліджуваних трубопроводів розраховується за формулою:

$$Q_{pd} = \beta_2 \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt}, \quad (3.24)$$

де W_d – об'єм робочої рідини в досліджуваному трубопроводі.

Враховуючи рівняння (3.23), (3.24) і (3.12), рівняння (3.22) матиме вигляд:

$$\mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_y - p_d) = \beta_2 \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt} - \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (3.25)$$

Рівняння нерозривності потоку на виході із регулятора подачі

$$Q_z = Q_{f0} - Q_{p0}, \quad (3.26)$$

Подача робочої рідини через нерегульований дросель

$$Q_{f0} = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}, \quad (3.27)$$

де f_0 – площа робочого вікна нерегульованого дроселя, p_0 – тиск робочої рідини на виході із регулятора подачі.

Подача робочої рідини, що обумовлена її стисненням та податливістю досліджуваних трубопроводів розраховується за формулою:

$$Q_{p0} = \beta_2 \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}, \quad (3.28)$$

де W_0 – об'єм робочої рідини в досліджуваному трубопроводі.

Враховуючи рівняння (3.27), (3.28) і (3.12), рівняння (3.26) матиме вигляд:

$$\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}. \quad (3.29)$$

Рівняння рівноваги сил, що діють на основний золотник врівноважувального клапана має вигляд:

$$\begin{aligned} m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = & p_y \cdot \frac{\pi \cdot d_{y2}^2}{4} - p_d \cdot \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) - \\ & -(8,01 - 1,82 \cdot 10^5 \cdot Q_y - 24,47 \cdot p_y + 0,53 \cdot 10^9 \cdot Q_y^2 + \\ & + 5,34 \cdot p_y^2 - 1,79 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y), \end{aligned} \quad (3.30)$$

де m_y – зведена маса основного золотника та пружини, d_{y2} – діаметр основного золотника, v – кінематична в'язкість робочої рідини, l_{y3} , ε_{y3} – довжина контакту та зазор між поверхнями основного золотника та корпусу, C_y – жорсткість пружини основного золотника, H_y – попереднє стиснення пружини основного золотника.

Рівняння рівноваги сил, що діють на золотник регулятора подачі має вигляд:

$$\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_p \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z \cdot (H_z + z), \quad (3.31)$$

де l_z , ε_z – довжина контакту та зазор між поверхнями золотника регулятора подачі та його корпусу, C_z – жорсткість пружини регулятора подачі, H_z – попереднє стиснення пружини регулятора подачі.

Рівняння рівноваги моментів, що діють на планшайбу регульованого насоса при її повороті, має вигляд:

$$J \cdot \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4^2}{\varepsilon_4} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5^2}{\varepsilon_5} \times \\ \times \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) + (m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_3 \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n), \quad (3.32)$$

де J – момент інерції планшайби регульованого насоса, F_4 , F_5 – площі плунжерів, l – плече дії плунжерів на планшайбу регульованого насоса, d_4 , d_5 , l_4 , l_5 – діаметри плунжерів та довжини контакту плунжерів із втулками регульованого насоса, відповідно, ε_4 , ε_5 – зазори між корпусом регульованого насоса та плунжером, m_0 , m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , m_5 – коефіцієнти залежності моменту опору планшайби від величин Q_n та p_n [74].

Рівняння рівноваги моментів, що діють на експериментальний зразок стріли при її повороті, має вигляд:

$$I_{mc} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = p_y \cdot F_y \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - m_s \cdot g \cdot l_s(\varphi) \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - \\ - m_c \cdot g \cdot l_c \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - F_{\Sigma t} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - M_{t1} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - \\ - M_{t2} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - M_{t3} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right), \quad (3.33)$$

Система нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли згідно формул (3.13), (3.17), (3.21), (3.25), (3.29), (3.30), (3.31), (3.32), (3.33) має вигляд:

$$\begin{aligned}
& \left\{ \begin{aligned}
& \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) + \\
& + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \\
& \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) = 7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \\
& + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y} - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \\
& 7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y} = \\
& = F_y \cdot V + \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \times \operatorname{sign}(p_y - p_d) + \beta_1 \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt}; \\
& \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) = \beta_2 \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt} - \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt}; \\
& \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \\
& m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_y \cdot \frac{\pi \cdot d_{y2}^2}{4} - p_d \cdot \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) - \\
& - (8,01 - 1,82 \cdot 10^5 \cdot Q_y - 24,47 \cdot p_y + 0,53 \cdot 10^9 \cdot Q_y^2 + 5,34 \cdot p_y^2 - 1,79 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y); \\
& \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_p \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z \cdot (H_z + z); \\
& J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4^2}{\varepsilon_4} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5^2}{\varepsilon_5} \times \\
& \times \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) + (m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_3 \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n); \\
& I_{mc} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = p_y \cdot F_y \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - m_s \cdot g \cdot l_s(\varphi) \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - \\
& - m_c \cdot g \cdot l_c \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - F_{\Sigma t} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - M_{i1} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - \\
& - M_{i2} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - M_{i3} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right).
\end{aligned} \right. \quad (3.34)
\end{aligned}$$

Методика розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли в середовищі MATLAB Simulink наведена в додатку В.

3.2.2 Розрахункова схема та нелінійна математична модель експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні

Розрахункова схема експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні (див. рис. 3.12) відрізняється від розробленої схеми (див. рис. 3.11) в комутації робочих гідроліній для врівноважувального клапана за рахунок роботи сервозолотника, та в напрямку швидкості руху стріли. На рис. 3.11 та 3.12 сервозолотник знаходиться в позиціях вимкнтий «OFF» або ввімкнтий «ON», відповідно.

В зв'язку з тим, що при зустрічному і супутньому навантаженнях використано однакові елементи гідроприводу, але при різній комутації гідроліній, то значення параметрів моделей співпадають.

Для побудованої розрахункової схеми (див. рис. 3.12) та прийнятих припущень (підрозділ 3.2) складаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь (3.35) математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні. Система нелінійних диференціальних рівнянь (3.35) математичної моделі для експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні включає перших п'ять рівнянь нерозривності потоків для гідроліній гідроприводу, шосте та сьому рівняння рівноваги сил, що діють на золотники врівноважувального клапана і регулятора насоса, а також восьме та дев'яте рівняння рівноваги моментів, що діють на стрілу експериментального зразка і планшайбу регульованого насоса.

Для розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (3.35) математичної моделі, що описує роботу експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні побудовано основну блок-схему в середовищі MATLAB Simulink, яка показана на рис. В.4 в додатку В.

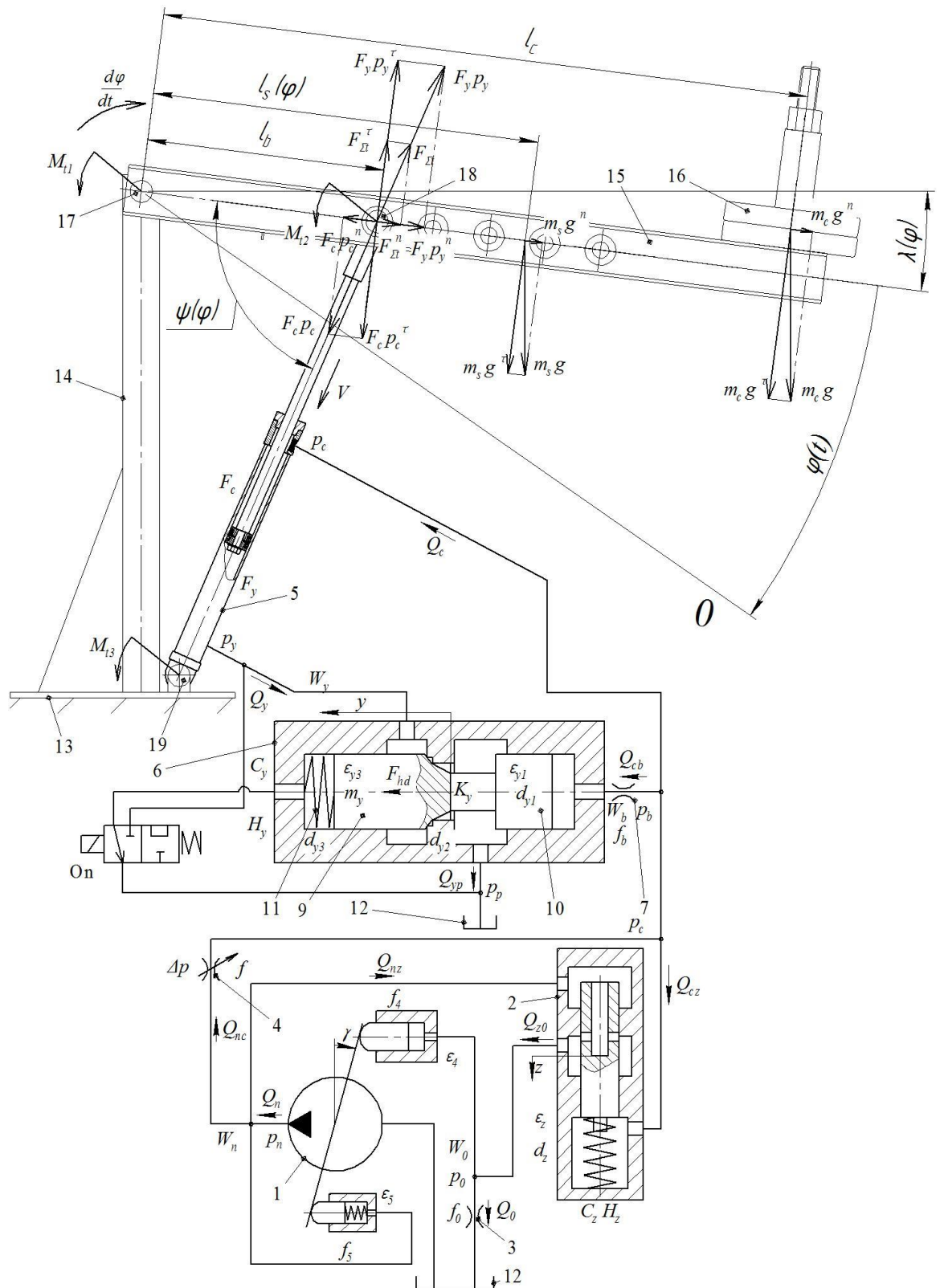


Рис. 3.12 Розрахункова схема експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні на гідроциліндр

$$\left\{ \begin{aligned}
& \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_c) + \\
& + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \\
& \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_c) = -F_c \cdot V + \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \times \\
& \times \operatorname{sign}(p_c - p_b) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \\
& \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_c - p_b) = \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt} + \beta_2 \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt}; \\
& \mu \cdot K_y \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2p_y}{\rho}} + \beta_1 \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt} = -F_y \cdot V; \\
& \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \\
& m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} - \left[\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y1} \cdot l_{y1}}{\varepsilon_{y1}} + \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \right] \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) + \\
& + (24,62 + 8,89 \cdot 10^4 \cdot Q_y + 8,25 \cdot p_y + 0,57 \cdot 10^8 \cdot Q_y^2 + 2,26 \cdot p_y^2 - 1,17 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y); \\
& \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_c \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z \cdot (H_z + z); \\
& J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4^2}{\varepsilon_4} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5^2}{\varepsilon_5} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) + \\
& + (m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_3 \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n); \\
& I_m(m_c) \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = p_y \cdot F_y \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - p_c \cdot F_c \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] - m_s \cdot g \cdot l_s(\varphi) \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - m_c \cdot g \times \\
& \times l_c \cdot \cos[\lambda(\varphi)] + F_{\Sigma r} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_b \cdot \sin[\psi(\varphi)] + M_{t1} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + M_{t2} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + M_{t3} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right).
\end{aligned} \right. \quad (3.35)$$

Експериментальний зразок гідроприводу стріли працює в широких діапазонах зміни швидкості руху виконавчого органу. Режимми роботи експериментального зразка гідроприводу стріли характеризуються увімкненням та вимкненням гідророзподільників, зміною режимів подачі регульованого насоса та характером навантаження на гідродвигун. Врахування наявності автоматичних регуляторів в гідроприводі потребує дослідження динамічних процесів в ньому, а також вибір параметрів, які забезпечують стійку роботу гідроприводу.

3.3 Дослідження стійкості роботи експериментального зразка гідроприводу стріли

Стійким вважають коливальний затухаючий перехідний процес (див. рис. Г.1 та Г.3 в додатку Г), а нестійким – автоколивальний перехідний процес (див. рис. Г.2 та Г.4 в додатку Г), відповідно. Після аналізу перехідних процесів змінних стану експериментального зразка гідроприводу стріли при різних сполученнях параметрів розраховано області стійкої роботи гідроприводу [13, 76, 90]. При цьому змінювали параметр у визначеному діапазоні і слідкувати за перехідним процесом, якщо він не затухаючий – стійкість не досягається

Для досліджень використано перехідний процес по величині тиску p_y в робочій гідролінії від навантаженого виконавчого органу. Досліджено найбільш нестійкий режим роботи (навантаження $T=800\text{Н}$, швидкість руху $V=0,25\text{ м/с}$).

Теоретичні дослідження проводилися за таких початкових умов: $z(0) = 0$; $y(0) = 0$; $V(0) = 0$; $p_n(0) = 4,6 \cdot 10^6\text{ Па}$; $p_p(0) = 4,2 \cdot 10^6\text{ Па}$; $p_y(0) = 4 \cdot 10^6\text{ Па}$; $p_0(0) = 0,1 \cdot 10^6\text{ Па}$; $p_d(0)=3,7 \cdot 10^6\text{ Па}$; $p_b(0)=1,5 \cdot 10^6\text{ Па}$; $\gamma(0)=0,05\text{ рад}$; $f=20 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $m_c \cdot g=800\text{ Н}$.

Для кожної розрахункової схеми (див. рис. 3.11 та 3.12) експериментального зразка гідроприводу стріли розроблено математичні моделі з однаковими параметрами конструктивних елементів. Для розрахунків обмежимося діапазонами зміни параметрі врівноважувального клапана: $d_{y1}=(10...30) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $d_{y2}=(10...30) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $d_{y3}=(10...30) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $K_y=(1...20) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $f_b=(0,5...1,0) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $f_d=(0,5...1,0) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $m_y=0,05...0,2\text{ кг}$; $C_y=(1...10) \cdot 10^4\text{ Н/м}$; $H_y=(0...20) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $l_{y3}=(10...30) \cdot 10^{-6}\text{ м}$; $\varepsilon_{y3}=(6...41) \cdot 10^{-6}\text{ м}$; $W_b=(0,04...0,1) \cdot 10^{-3}\text{ м}^3$; $W_d=(0,08...0,12) \cdot 10^{-3}\text{ м}^3$.

Гідроприводи характеризуються рядом параметрів, що визначаються умовами, в яких вони працюють. До таких параметрів, що характеризують умови роботи, слід віднести: $W_n=(0,11...0,56) \cdot 10^{-3}\text{ м}^3$; $W_c=(0,11...0,56) \cdot 10^{-3}\text{ м}^3$, $W_p=(0,11...0,56) \cdot 10^{-3}\text{ м}^3$, $W_y=(0,11...0,56) \cdot 10^{-3}\text{ м}^3$ – об'єми гідроліній, які сполучають регульований насос, регульований дросель, врівноважувальний

клапан і гідроциліндр (трубопровід довжиною від 1 до 5 м з номінальним діаметром DN12); $F_y=(1257...2826) \cdot 10^{-6} \text{м}^2$, $F_c=(766...2120) \cdot 10^{-6} \text{м}^2$ – площі штокової і поршневої камер гідроциліндрів (ЦГ-40...ЦГ-60).

Параметри гідроприводу стріли, що не змінювалися в процесі досліджень, мають значення представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Параметри гідроприводу стріли, що не змінювалися в процесі дослідження

	Одиниці вимірювання	Значення		Одиниці вимірювання	Значення
μ	-	0,7	f	м^2	$10 \cdot 10^{-6}$
ρ	кг/м^3	900	l_c	м	1,15
β	$\text{м}^2/\text{Н}$	$6 \cdot 10^{-10}$	g	м/с^2	9,8
d_{tr}	м	0,012	δ_{tr}	м	0,0055
E_{trp}	Па	$200 \cdot 10^6$	E_{p0}	Па	$1500 \cdot 10^6$
W_f/W_a	-	0,05	p_0	Па	$0,1 \cdot 10^6$
J	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,2	l_b	м	2,3
f_4	м^2	$4,15 \cdot 10^{-4}$	m_c	кг	80
f_5	м^2	$1,13 \cdot 10^{-4}$	l_b	м	0,42
l	м	$64 \cdot 10^{-3}$	$\mu_f(V=0)$	-	0,15
μ_f ($V=0...0,05$)	-	0,1	μ_f ($V>0,05$)	-	0,05
k	Н/м^2	$0,22 \cdot 10^6$	r_f	м	0,015
m_s	кг	35,621	ν	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$20 \cdot 10^{-4}$
W_o	м^3	$0,1 \cdot 10^{-3}$	C_z	Н/м	$1 \cdot 10^4$
H_z	м	0	ε_z	м	$18 \cdot 10^{-6}$
K_z	м	$3 \cdot 10^{-3}$	f_o	м^2	$1,2 \cdot 10^{-6}$
d_z	м	$8 \cdot 10^{-3}$	l_z	м	$25 \cdot 10^{-3}$

До параметрів гідроприводу стріли, що не змінювалися в процесі дослідження (таблиця 3.1) входять параметри аксіально-поршневого насоса A10V40 та його регулятора подачі DFR1 (RZ2). А також параметри, які вважаємо незмінними на основі прийнятих припущень.

Для визначення впливу одного параметра на стійкість роботи гідроприводу змінювали його значення в визначеному діапазоні, інші параметри залишалися фіксованими при середніх значеннях для вибраних діапазонів зміни.

Величини, що характеризують умови роботи досліджуваного гідроприводу стріли в вказаних діапазонах на стійкість роботи гідроприводу не впливали.

Конструктивні параметри врівноважувального клапана: $m_y=0,05..0,2\text{кг}$; $W_b=(0,04..0,1)\cdot 10^{-3}\text{м}^3$; $W_d=(0,08..0,12)\cdot 10^{-3}\text{м}^3$; $\varepsilon_{yz}=(6..41)\cdot 10^{-6}\text{м}$; $l_{yz}=(10..30)\cdot 10^{-6}\text{м}$, в досліджуваних діапазонах теж не впливали на стійкість роботи гідроприводу.

На рис. 3.13 та 3.14 представлено розміщення області стійкої роботи гідроприводу при зміні параметрів: жорсткості пружини C_y , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y та площі дроселів f_b , f_d врівноважувального клапана, відповідно, при супутньому та зустрічному навантаженнях.

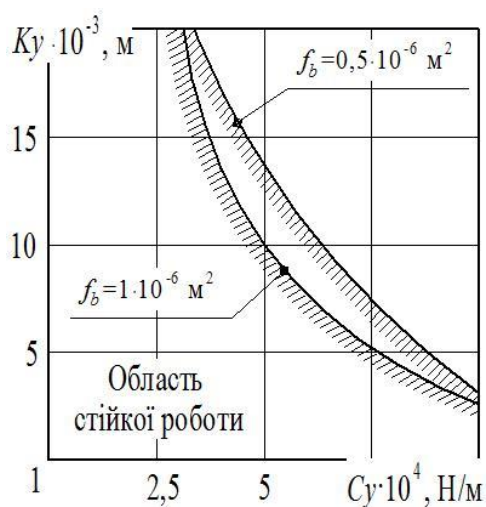


Рис. 3.13 Вплив жорсткості пружини C_y , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y та площі дроселя f_b врівноважувального клапана на розміщення області стійкої роботи гідроприводу при супутньому навантаженні

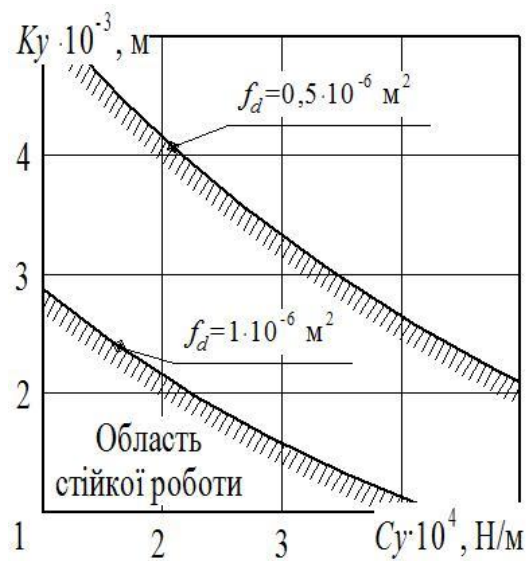


Рис. 3.14 Вплив жорсткості пружини C_y , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y та площі дроселя f_d врівноважувального клапана на розміщення області стійкої роботи гідроприводу при зустрічному навантаженні

З рис. 3.13 та 3.14 видно, що при збільшенні площі дроселів f_d та f_b $(0,5...1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ область стійкої роботи гідроприводу зменшується. Розраховано, що область стійкості роботи гідроприводу при супутньому навантаженні (див. рис. 3.13) лежить у діапазоні зміни параметрів $K_y < 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $C_y < 5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ врівноважувального клапана. Однак, при зустрічному навантаженні (див. рис. 3.14) область стійкої роботи гідроприводу суттєво зменшується до діапазонів зміни параметрів $K_y < 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $C_y < 2,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ врівноважувального клапана.

Діаметр основного золотника врівноважувального клапана $d_{y3} = (10...30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ залежить від вибраного діаметра $d_{y2} = (10...30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, щоб забезпечити герметизацію по конусу. Різниця між ними складає 2 мм, де $d_{y2} < d_{y3}$.

На рис. 3.15 та 3.16 представлено розміщення області стійкої роботи гідроприводу при зміні параметрів: діаметра поршня d_{y1} , діаметра основного золотника d_{y2} та попереднього стиснення пружини H_y врівноважувального клапана, відповідно, при супутньому та зустрічному навантаженнях.

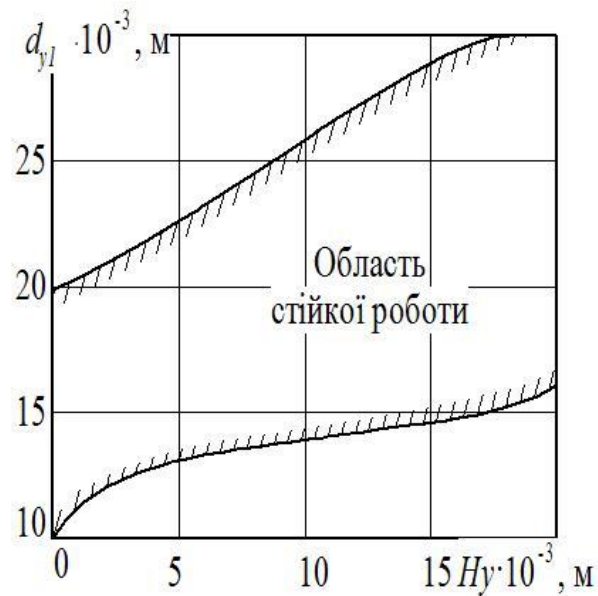


Рис. 3.15 Вплив величини діаметра поршня d_{y1} та попереднього стиснення пружини H_y врівноважувального клапана на розміщення області стійкої роботи гідроприводу при супутньому навантаженні

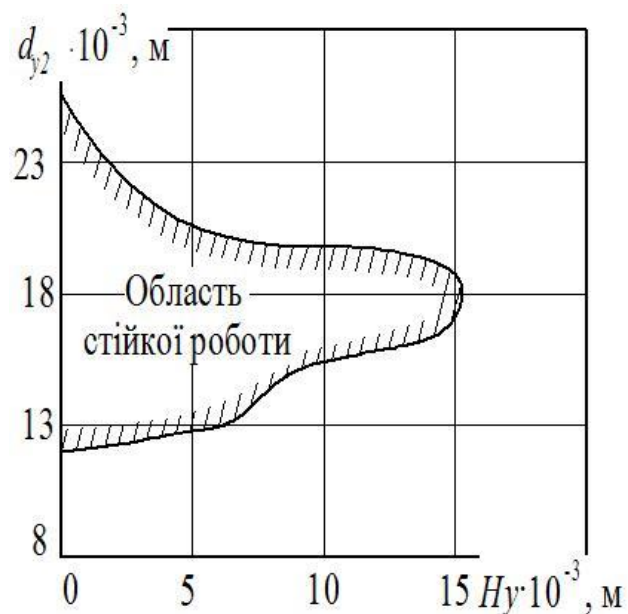


Рис. 3.16 Вплив величини діаметра основного золотника d_{y2} та попереднього стиснення пружини H_y врівноважувального клапана на розміщення області стійкої роботи гідроприводу при зустрічному навантаженні

З рис. 3.15 видно, що область стійкої роботи гідроприводу при супутньому навантаженні має широкий діапазон. Для діаметра поршня

$d_{y1}=15\cdot 10^{-3}\text{м}$, потрібно використовувати попереднє стиснення пружини $H_y=(0\ldots 14)\cdot 10^{-3}\text{м}$. Для діаметра поршня $d_{y1}=20\cdot 10^{-3}\text{м}$, потрібно використовувати попереднє стиснення пружини $H_y=(2\ldots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$. Для діаметра поршня $d_{y1}=25\cdot 10^{-3}\text{м}$, потрібно використовувати попереднє стиснення пружини $H_y=(10\ldots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$. Однак, згідно рис. 3.16, для забезпечення стійкої роботи гідроприводу при зустрічному навантаженні потрібно обмежитися параметрами: діаметр основного золотника $d_{y2}=(15\ldots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$ та попереднє стиснення пружини $H_y=(0\ldots 7)\cdot 10^{-3}\text{м}$. В результаті врахування особливостей роботи гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях обираємо діаметр поршня $d_{y1}=15\cdot 10^{-3}\text{м}$ або $d_{y1}=20\cdot 10^{-3}\text{м}$, діаметр основного золотника $d_{y2}=(15\ldots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$ та при попередньому стисненні пружини $H_y=(2\ldots 7)\cdot 10^{-3}\text{м}$

При аналізі стійкості перехідних процесів встановлено параметри врівноважувального клапана, зміна яких значно впливає на характер протікання перехідних процесів в гідроприводі. Для подальшого дослідження статичних, динамічних та енергетичних характеристик приймаємо параметри врівноважувального клапана, які забезпечують стійку роботу експериментального зразка гідроприводу стріли в таких діапазонах: діаметр поршня $d_{y1}=(15\ldots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; діаметр основного золотника $d_{y2}=(15\ldots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; попереднє стиснення пружини $H_y=(2\ldots 7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; жорсткість пружини $C_y=(1\ldots 2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$; коефіцієнт підсилення робочого вікна $K_y=(0,5\ldots 1,5)\cdot 10^{-3}\text{м}$. При зменшенні площі дроселів f_d та $f_b < 1,1\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ область стійкої роботи гідроприводу збільшується.

3.4 Дослідження статичних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли

Досліджено статичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли по математичним моделям (3.34) та (3.35) в середовищі MATLAB Simulink. Для обчислення перехідних процесів використано функцію ode23s, в основу якої покладено однокроковий модифікований метод

Розенброка 2-го порядку, який забезпечує високу швидкість обчислення для жорстких системи. Відносна похибка під час моделювання складала 0,1%.

Розраховано характер впливу конструктивних параметрів врівноважувального клапана на похибку δ стабілізації швидкості руху V гідродвигуна для експериментального зразка гідроприводу стріли (див. рис. 3.11 та 3.12) при зустрічному та супутньому навантаженнях. В додатку Д розраховано та описано перехідні процеси зміни швидкості руху V гідродвигуна експериментального зразка гідроприводу стріли під час математичного моделювання в середовищі MATLAB Simulink.

Похибка δ стабілізації швидкості руху V гідродвигуна при зустрічному навантаженні розраховується за формулою:

$$\delta = \frac{|V_{\max} - V_{\min}|}{V_{\min}} \cdot 100\%, \quad (3.36)$$

де V_{\max} та V_{\min} – максимальне та мінімальне значення швидкості руху V гідродвигуна для незмінної подачі на регульованому дроселі 4 (див. рис. 3.11 та 3.12), але при зміні значення технологічного навантаження T від 50кг до 100кг.

При супутньому навантаженні, враховуючи від'ємний знак швидкості опускання стріли, необхідно рахувати похибку δ^* стабілізації швидкості руху V гідродвигуна за формулою:

$$\delta^* = \left| \frac{V_{\min} - V_{\max}}{V_{\max}} \right| \cdot 100\%. \quad (3.37)$$

Діапазони зміни конструктивних параметрів врівноважувального клапана під час дослідження статичних характеристик гідроприводу: $d_{y1}=(15...20) \cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(15...20) \cdot 10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5...1,5) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $f_b=(0,5...1,1) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $f_d=(0,5...1,1) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $m_y=0,05...0,2\text{кг}$; $C_y=(1...2,5) \cdot 10^4\text{ Н/м}$; $H_y=(2...7) \cdot 10^{-3}\text{м}$; $l_{y3}=(10...30) \cdot 10^{-6}\text{м}$; $\varepsilon_{y3}=(6...41) \cdot 10^{-6}\text{м}$; $W_b=(0,04...0,1) \cdot 10^{-3}\text{м}^3$; $W_d=(0,08...0,12) \cdot 10^{-3}\text{м}^3$.

На рис. 3.17 показано вплив коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , діаметру основного золотника d_{y2} , жорсткості пружини C_y та попереднього стиснення пружини H_y на похибку δ стабілізації швидкості руху V гідродвигуна експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні. На рис. 3.18 показано вплив коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , діаметру поршня d_{y1} , жорсткості пружини C_y та попереднього стиснення пружини H_y на похибку δ^* стабілізації швидкості руху V гідродвигуна експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні.

По осі абсцис (див. рис. 3.17 та 3.18) відкладено значення безрозмірних параметрів врівноважувального клапана:

$$P = P_{real} / P_{max}, \quad (3.38)$$

де P_{real} – поточне значення параметра; P_{max} – максимальне значення параметра.

Конструктивні параметри врівноважувального клапана в зазначених діапазонах: $m_y = 0,05 \dots 0,2 \text{ кг}$; $l_{y3} = (10 \dots 30) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $\varepsilon_{y3} = (6 \dots 41) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $W_b = (0,04 \dots 0,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_d = (0,08 \dots 0,12) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $f_b = (0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_d = (0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, не впливають на похибки δ та δ^* стабілізації швидкості руху V гідродвигуна експериментального зразка гідроприводу стріли.

При зустрічному навантаженні згідно рис. 3.17 розраховано, що із збільшенням жорсткості пружини C_y , та попереднього стиснення пружини H_y зменшується похибка δ стабілізації швидкості руху V гідродвигуна гідроприводу, а при збільшенні діаметра основного золотника d_{y2} та коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y – збільшується.

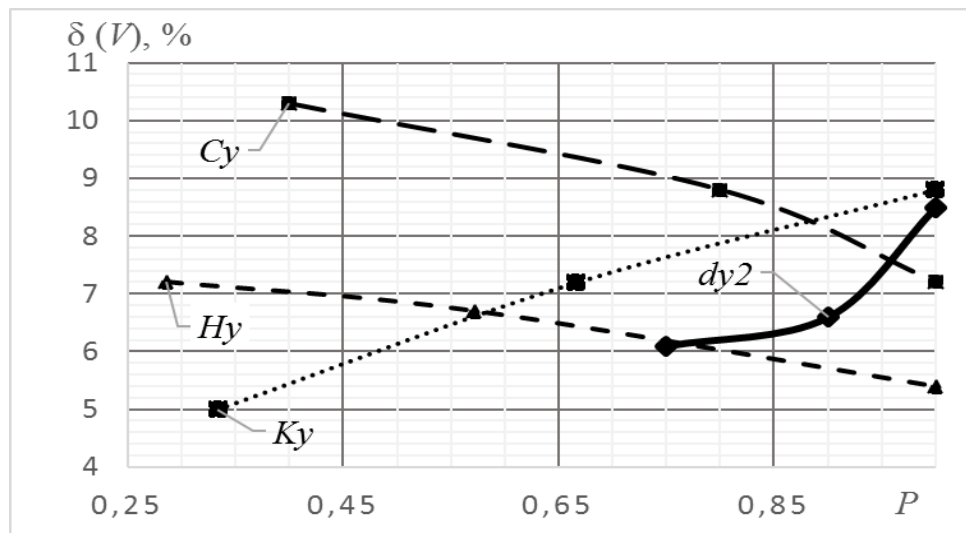


Рис. 3.17 Вплив параметрів врівноважувального клапана на похибку δ стабілізації швидкості руху V гідродвигуна гідроприводу при зустрічному навантаженні

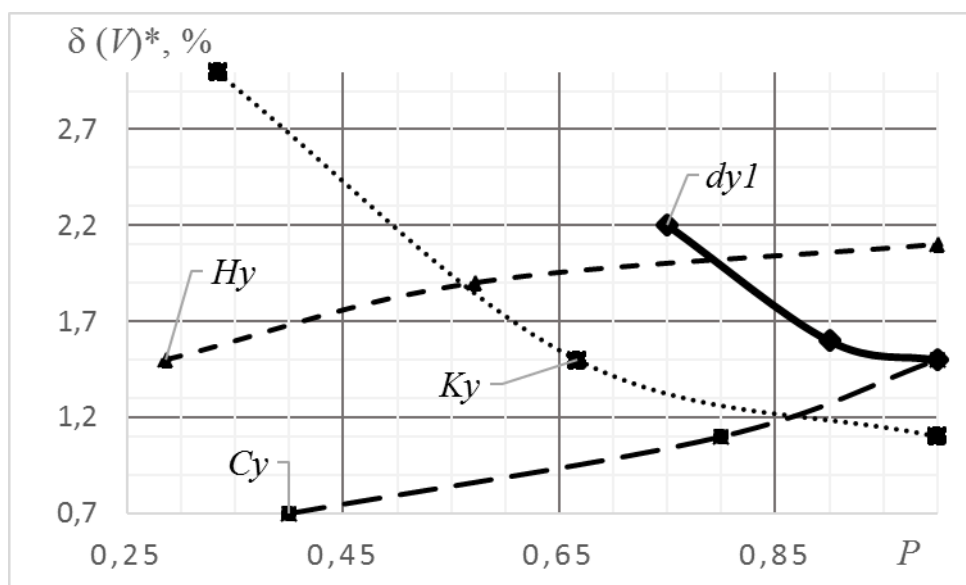


Рис. 3.18 Вплив параметрів врівноважувального клапана на похибку δ^* стабілізації швидкості руху V гідродвигуна гідроприводу при супутньому навантаженні

При супутньому навантаженні згідно рис. 3.18 маємо зменшення похибка δ^* стабілізації швидкості руху V гідродвигуна гідроприводу при збільшенні коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y та діаметра поршня d_{y1} . Збільшення параметрів жорсткості пружини C_y , та попереднього стиснення пружини H_y

веде до збільшення похибки δ^* стабілізації швидкості руху V гідродвигуна гідроприводу.

3.5 Дослідження динамічних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли

Досліджено динамічні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли по математичним моделям (3.34) та (3.35) в середовищі MATLAB Simulink. Розраховано характер впливу конструктивних параметрів врівноважувального клапана на величину перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p по тиску p_n в гідролінії нагнітання та тиску p_y робочій гідролінії при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно [57].

Схеми для розрахунку динамічних характеристик гідроприводу показані на рис. 3.19, а та б для зустрічного і супутнього навантаження, відповідно.

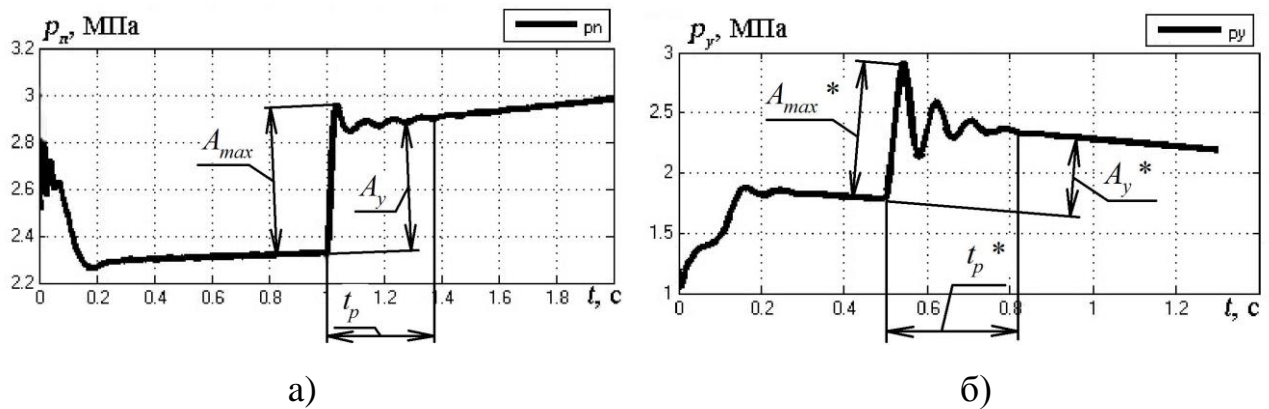


Рис. 3.19 Залежності тиску p_n в гідролінії нагнітання та тиску p_y робочій гідролінії від часу t : а) при зустрічному та б) при супутньому навантаженнях

В додатку Д показано та описано перехідні процеси зміни тисків p_n та p_y в гідроприводі розраховані на основі математичних моделей (3.34) та (3.35). Фактором збурення для експериментального зразка гідроприводу стріли (див. рис. 3.11 та 3.12) є ступінчасте збільшення навантаження $T=500\text{Н}$ в 2 рази в момент часу.

Величина перерегулювання σ по тиску p_n при зустрічному навантаженні (див. рис. 3.19, а) розраховувалася за формулою:

$$\sigma = \frac{|A_{\max} - A_y|}{A_y} \cdot 100\%, \quad (3.39)$$

де A_{\max} та A_y – максимальне та усталене значення тиску p_n при імпульсній зміні величини технологічного навантаження T від 500 Н до 1000Н для зустрічного навантаження.

Величина перерегулювання σ^* по тиску p_y при супутньому навантаженні (див. рис. 3.19, б) розраховувалася за формулою:

$$\sigma^* = \frac{|A_{\max}^* - A_y^*|}{A_y^*} \cdot 100\%, \quad (3.40)$$

де A_{\max}^* та A_y^* – максимальне та усталене значення тиску p_y при імпульсній зміні величини технологічного навантаження T від 500 Н до 1000Н для супутнього навантаження.

В ході теоретичних досліджень було використано такі діапазони зміни конструктивних параметрів врівноважувального клапана: $d_{y1}=(15...20) \cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(15...18) \cdot 10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5...1,5) \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $f_b=(0,5...1,1) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $f_d=(0,5...1,1) \cdot 10^{-6}\text{ м}^2$; $m_y=0,05...0,2\text{кг}$; $C_y=(1...2,5) \cdot 10^4\text{ Н/м}$; $H_y=(2...7) \cdot 10^{-3}\text{м}$; $l_{y3}=(10...30) \cdot 10^{-6}\text{м}$; $\varepsilon_{y3}=(6...41) \cdot 10^{-6}\text{м}$; $W_b=(0,04...0,1) \cdot 10^{-3}\text{м}^3$; $W_d=(0,08...0,12) \cdot 10^{-3}\text{м}^3$.

На рис. 3.20 та 3.21 показано вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на величини перерегулювання σ та σ^* по тискам p_n та p_y в гідроприводі для зустрічного та супутнього навантаження, відповідно.

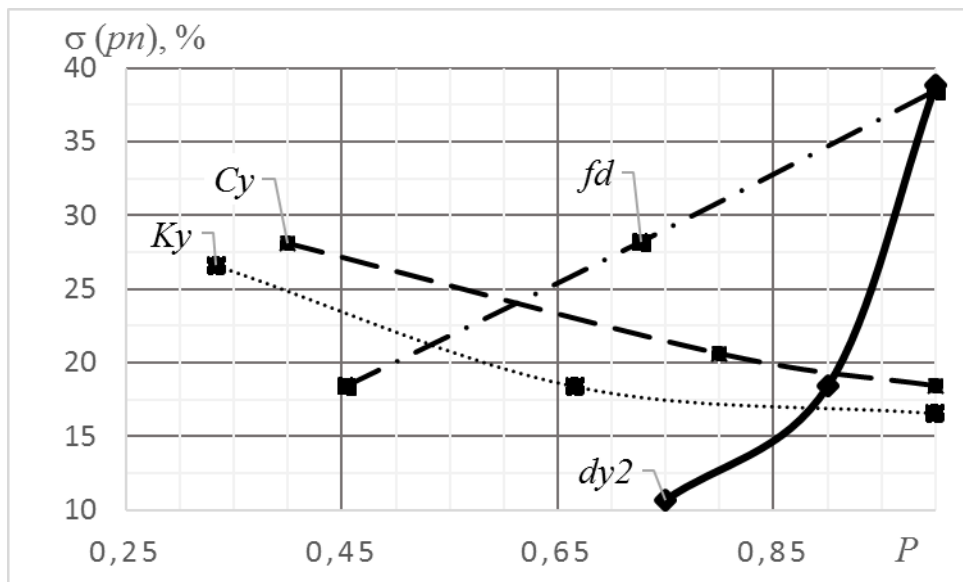


Рис. 3.20 Вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на величину перерегулювання σ по тиску p_n в гідроприводі для зустрічного навантаження

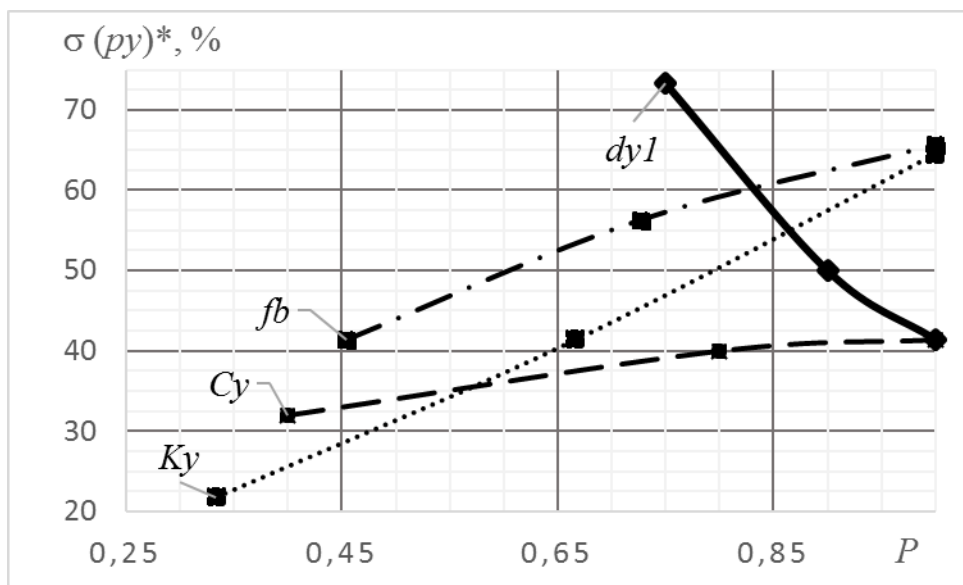


Рис. 3.21 Вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на величину перерегулювання σ^* по тиску p_y в гідроприводі для супутнього навантаження

На рис. 3.22 та 3.23 показано вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на час перехідного процесу t_p та t_p^* по тискам p_n та p_y в гідроприводі для зустрічного та супутнього навантаження, відповідно.

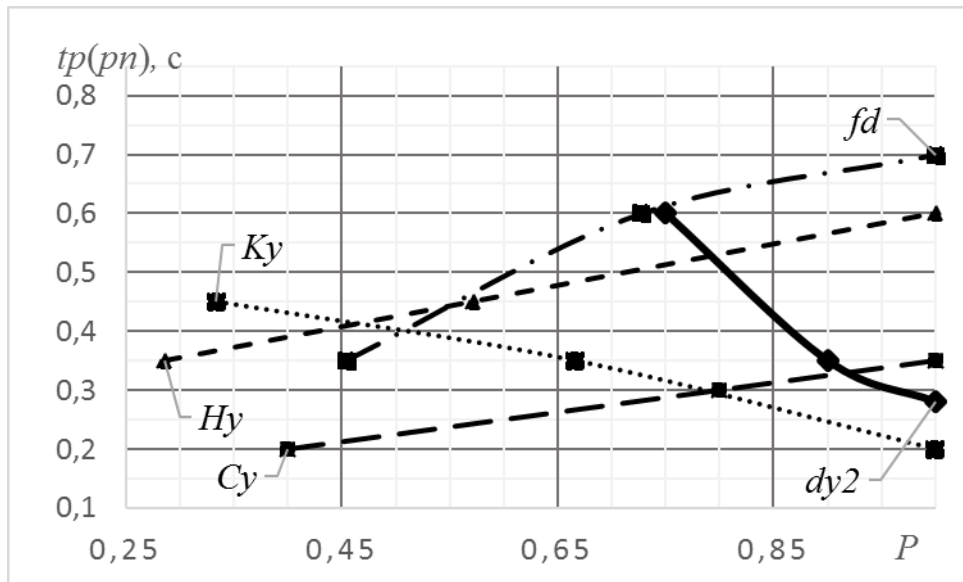


Рис. 3.22 Вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на час перехідного процесу t_p по тиску p_n в гідроприводі для зустрічного навантаження

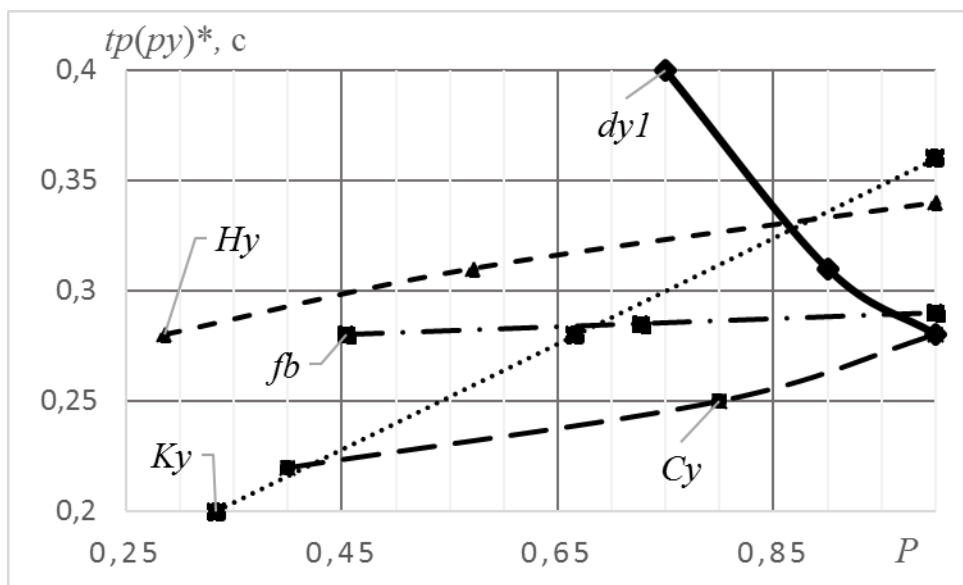


Рис. 3.23 Вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на час перехідного процесу t_p^* по тиску p_y в гідроприводі для супутнього навантаження

Конструктивні параметри врівноважувального клапана в зазначених діапазонах: $m_y=0,05\ldots0,2\text{кг}$; $l_{y3}=(10\ldots30)\cdot10^{-6}\text{м}$; $\varepsilon_{y3}=(6\ldots41)\cdot10^{-6}\text{м}$; $W_b=(0,04\ldots0,1)\cdot10^{-3}\text{м}^3$; $W_d=(0,08\ldots0,12)\cdot10^{-3}\text{м}^3$; $H_y=(2\ldots7)\cdot10^{-3}\text{м}$, не впливають на величини перерегулювання σ та σ^* по тискам p_n та p_y в гідроприводі для

зустрічного та супутнього навантаження. Також розраховано, що не впливають на час перехідного процесу t_p та t_p^* по тискам p_n та p_y в гідроприводі для зустрічного та супутнього навантаження конструктивні параметри врівноважувального клапана в діапазонах: $m_y=0,05\ldots0,2\text{кг}$; $l_{y3}=(10\ldots30)\cdot10^{-6}\text{м}$; $\varepsilon_{y3}=(6\ldots41)\cdot10^{-6}\text{м}$; $W_b=(0,04\ldots0,1)\cdot10^{-3}\text{м}^3$; $W_d=(0,08\ldots0,12)\cdot10^{-3}\text{м}^3$.

Для зустрічного навантаження (див. рис. 3.20) величина перерегулювання σ по тиску p_n в гідроприводі зменшується під час зменшення площі дроселя f_d , діаметра основного золотника d_{y2} , та під час збільшення коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , жорсткості пружини C_y .

Для супутнього навантаження (див. рис. 3.21) величина перерегулювання σ^* по тиску p_y в гідроприводі зменшується під час збільшення діаметра поршня d_{y1} , та під час зменшення площі дроселя f_d , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y і жорсткості пружини C_y .

Для зустрічного навантаження (див. рис. 3.22) час перехідного процесу t_p по тиску p_n в гідроприводі зменшується під час зменшення площі дроселя f_d , попереднього стиснення пружини H_y , жорсткості пружини C_y , та під час збільшення діаметра основного золотника d_{y2} , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y .

Для супутнього навантаження (див. рис. 3.23) час перехідного процесу t_p^* по тиску p_y в гідроприводі зменшується під час збільшення діаметра поршня d_{y1} , та під час зменшення площі дроселя f_d , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , жорсткості пружини C_y , попереднього стиснення пружини H_y .

3.6 Дослідження енергетичних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли

Досліджено енергетичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли по математичним моделям (3.34) та (3.35) в середовищі MATLAB Simulink (див. додаток Д). Розраховано вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність $N(p_n)$ та

$N(p_n)^*$ від регульованого насоса (див. рис. 3.11 та 3.12) під час незмінного технологічного навантаження $T=1000\text{кг}$ та швидкості руху $V=0,25\text{м/с}$ гідродвигуна при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

Затрачена потужність $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса на виконання операцій при однакових режимах роботи розраховувалася за формулою:

$$N(p_n) = N(p_n)^* = p_n \cdot Q_n. \quad (3.41)$$

На рис. 3.24 та 3.25 показано вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса для зустрічного та супутнього навантаження, відповідно.

Конструктивні параметри врівноважувального клапана в зазначених діапазонах: $m_y=0,05\dots0,2\text{кг}$; $l_{y3}=(10\dots30)\cdot10^{-6}\text{м}$; $\varepsilon_{y3}=(6\dots41)\cdot10^{-6}\text{м}$; $W_b=(0,04\dots0,1)\cdot10^{-3}\text{м}^3$; $W_d=(0,08\dots0,12)\cdot10^{-3}\text{м}^3$; $f_b=(0,5\dots1,1)\cdot10^{-6}\text{м}^2$; $f_d=(0,5\dots1,1)\cdot10^{-6}\text{м}^2$, не впливають на затрачену потужність $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ від регульованого насоса для зустрічного та супутнього навантаження, відповідно.

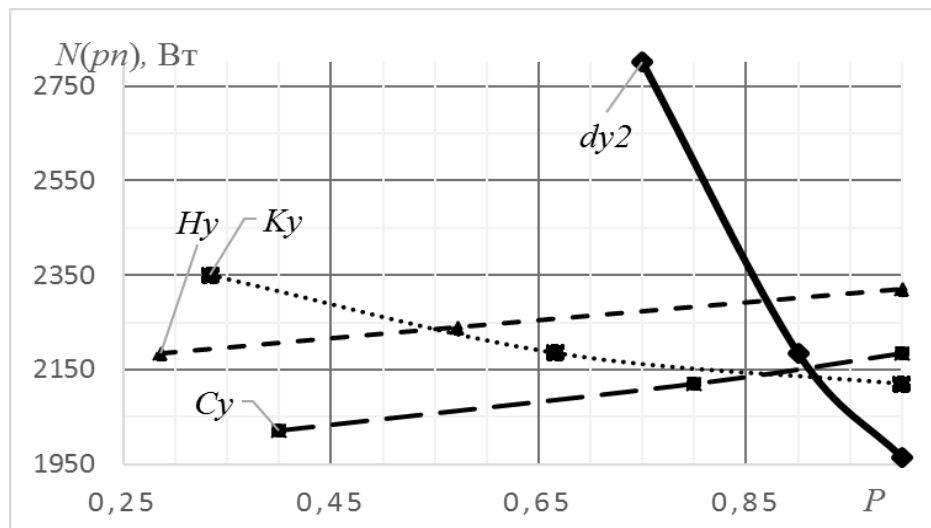


Рис. 3.24 Вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність $N(p_n)$ від регульованого насоса для зустрічного навантаження

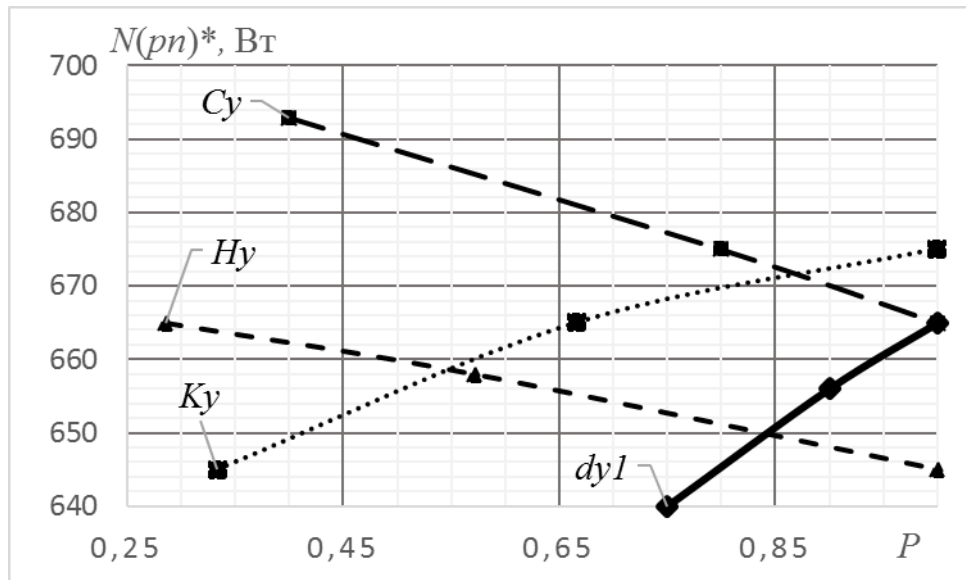


Рис. 3.25 Вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на затрачену потужність $N(p_n)^*$ від регульованого насоса для супутнього навантаження

Для зустрічного навантаження (див. рис. 3.24) величина затраченої потужності $N(p_n)$ регульованого насоса, на виконання операцій при однакових режимах роботи, зменшується під час зменшення жорсткості пружини C_y , попереднього стиснення пружини H_y та під час збільшення діаметра основного золотника d_{y2} , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y .

Для супутнього навантаження (див. рис. 3.25) величина затраченої потужності $N(p_n)^*$ регульованого насоса, на виконання операцій при однакових режимах роботи, зменшується під час зменшення коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , діаметра поршня d_{y1} та під час збільшення жорсткості пружини C_y , попереднього стиснення пружини H_y .

Порівняно результати розрахунку затраченої потужності $N(p_n)$ та $N(p_n)^*$ регульованого насоса при зустрічному та супутньому навантаженні. Розраховано, що $N(p_n) > N(p_n)^*$ при роботі з однаковим навантаженням $T=1000\text{Н}$. Співвідношення $N(p_n) > N(p_n)^*$ пояснюється тим, що опускання вантажу відбувається під силами власної ваги, а врівноважувальний клапан лише забезпечує керування швидкістю опускання вантажу. Величина тиску p_n в

гідролінії нагнітання на керування опусканням вантажу не перевищує 3МПа для різного діапазону навантаження.

Дослідження енергетичних характеристик в роботах [64, 93, 94] дозволили зробити висновок, що найвищий показник коефіцієнту корисної дії забезпечується при завантажених гідроприводах та великій швидкості руху виконавчого органу. Проведено математичне моделювання перехідних процесів змінних стану експериментального зразка гідроприводу стріли під час зустрічного (див. рис. 3.26) та супутнього (див. рис. 3.27) навантаження. Режими роботи експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні (див. рис. 3.26) встановлені такі: А – навантаження $T=200\text{Н}$, швидкість руху гідродвигуна $V=0,128\text{м/с}$; Б – $T=200\text{Н}$, $V=0,215\text{м/с}$; В – $T=400\text{Н}$, $V=0,201\text{м/с}$; Г – $T=400\text{Н}$, $V=0,119\text{м/с}$. Режими роботи експериментального зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні (див. рис. 3.27) встановлені наступні: А* – $T=200\text{Н}$, $V=0,179\text{м/с}$; Б* – $T=200\text{Н}$, $V=0,3\text{м/с}$; В* – $T=400\text{Н}$, $V=0,301\text{м/с}$; Г* – $T=400\text{Н}$, $V=0,181\text{м/с}$.

При роботі експериментального зразка гідроприводу стріли (див. рис. 3.26) з навантаженнями $T=200\text{Н}$ (зони А та Б) коефіцієнт корисної дії лежить в межах 60-70%. Навантаження $T=400\text{Н}$ (зони В та С) створює умови максимально-ефективного споживання енергії і коефіцієнт корисної дії лежить в межах 70-80%.

Під час опускання стріли відбувається перетворення потенціальної енергії вантажу в кінетичну енергію його руху. Гідропривод з врівноважувальним клапаном потрібний лише для керування процесом опускання стріли. Коефіцієнт корисної дії (див. рис. 3.27) під час опускання майже не залежить він навантаження T на виконавчому органу. При швидкості $V=0,3\text{м/с}$ руху гідродвигуна коефіцієнт корисної дії лежить в межах 70-85%, а при $V=0,179\text{м/с}$ – 65-70%.

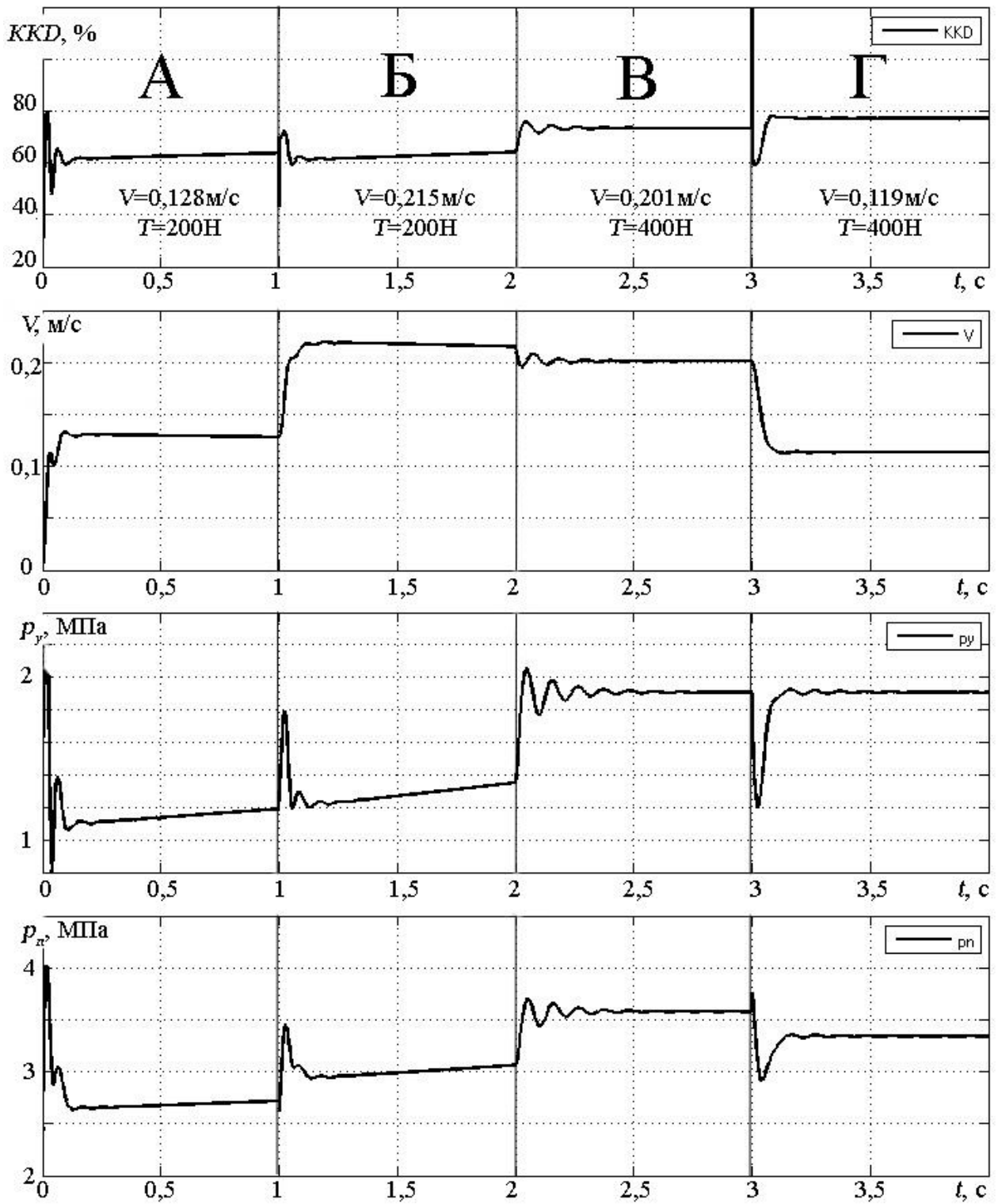


Рис. 3.26 Перехідні процеси змінних стану експериментального зразка гідроприводу стріли при режимах роботи А, Б, В, Г для зустрічного навантаження

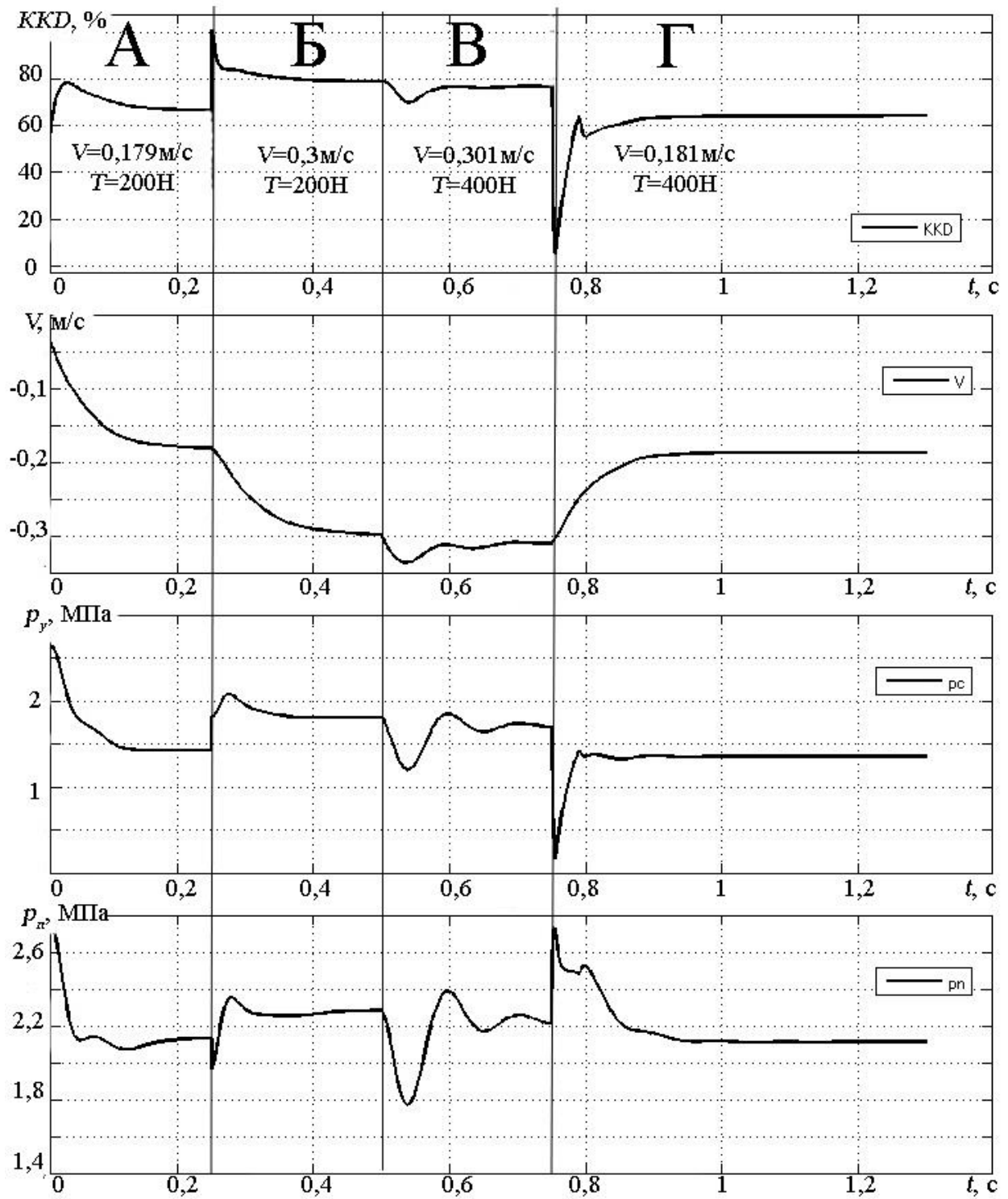


Рис. 3.27 Перехідні процеси змінних стану експериментального зразка гідроприводу стріли при режимах роботи А, Б, В, Г для супутнього навантаження

3.7 Оптимізація конструкції врівноважувального клапана для експериментального зразка гідроприводу стріли

В результаті аналізу опублікованих робіт [53, 57, 74, 89] та обробки даних отриманих в підрозділах 3.4-3.6 складено таблицю 3.2, в якій вказано вплив конструктивних параметрів врівноважувального клапана на статичні, динамічні та енергетичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли.

Таблиця 3.2

Вплив параметрів врівноважувального клапана на статичні, динамічні та енергетичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли

Параметри гальмівного клапана		Значення (діапазон зміни параметрів)	Один. вим.	Вплив на динамічні, статичні та енергетичні характеристики			
				$\sigma(p_n \text{ або } p_y)$	$t_p(p_n \text{ або } p_y)$	$\delta(V)$	$N(p_n)$
1		2	3	4	5	6	7
f_d (площа дроселя)	зустр.	$(0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6}$	м^2	++	++	0	0
f_b (площа дроселя)	супут.			++	-	0	0
d_{y2} (діаметр осн. золот.)	зустр.	$(15 \dots 20) \cdot 10^{-3}$	м	++	++	+	++
d_{y1} (діаметр поршня)	супут.			++	++	-	+
W_d (об'єм порожнини)	зустр.	$(0,08 \dots 0,12) \cdot 10^{-3}$	м^3	-	-	0	0
W_b (об'єм порожнини)	супут.	$(0,04 \dots 0,1) \cdot 10^{-3}$		0	0	0	0

Продовж. табл. 3.2

1	2	3	4	5	6	7	1
e_{yz} (зазор між осн. золот. і корпусом)	зустр.	$(6...41) \cdot 10^{-6}$	м	0	0	0	0
	супут.			0	0	0	0
C_y (жорсткість пружини)	зустр.	$(1...2,5) \cdot 10^4$	Н/м	+	+	++	+
	супут.			+	+	+	+
K_y (коефіцієнт підсилення роб. вікна)	зустр.	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-3}$	м	++	+	++	+
	супут.			++	++	++	+
l_{yz} (довжина контакту поверхонь осн. золот. та корпусу)	зустр.	$(10...30) \cdot 10^{-3}$	м	0	0	0	0
	супут.			0	0	0	0
m_y (маса осн. золот.)	зустр.	$(0,05...0,2)$	кг	0	0	0	0
	супут.			0	0	0	0
H_y (попереднє стиснення пружини)	зустр.	$(2...7) \cdot 10^{-3}$	м	0	++	++	+
	супут.			0	++	+	+

В таблиці 3.2 «++» – сильно впливає (60 – 100 % від максимальної величини); «+» – помірно впливає (30 – 60 %); «-» – слабо впливає (5 – 30 %); «0» – не впливає (до 5 %).

Із таблиці 3.2 вибираємо конструктивні параметри врівноважувального клапана: $f_b=f_d=(0,5...1,1) \cdot 10^{-6} \text{м}^2$; $d_{y1}=(15...20) \cdot 10^{-3} \text{м}$; $d_{y2}=(15...20) \cdot 10^{-3} \text{м}$, $K_y=(0,5...1,5) \cdot 10^{-3} \text{м}$; $H_y=(2...7) \cdot 10^{-3} \text{м}$, які неоднозначно впливають на статичні, динамічні та енергетичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли.

Пружину врівноважувального клапана характеризують два впливових параметри $H_y=(2...7) \cdot 10^{-3} \text{м}$ та $C_y=(1...2,5) \cdot 10^4 \text{Н/м}$ на характеристики гідроприводу. Обираємо попереднього стиснення пружини H_y для подальших

розрахунків, як параметр, який легко налаштувати. Жорсткість пружини C_y приймаємо $2,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, як параметр, який дає кращі статичні та динамічні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли із зазначеного діапазону $C_y = (1 \dots 2,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$.

Проведемо оптимізацію статичних, динамічних та енергетичних характеристик гідроприводу для розрахунку оптимальних сполучень конструктивних параметрів врівноважувального клапана. Оптимізацію виконаємо за допомогою методу LP-пошуку [69–71] для зустрічного та супутнього навантаження окремо. Динамічні характеристики при зустрічному навантаженні розраховувалися для тиску в напірній гідролінії p_n , а при супутньому навантаженні – тиску в робочій гідролінії p_y . Для оптимізації обрано режим роботи В (див. рис. 3.26 та 3.27). Комплексний критерій оптимізації W_{opt} є результатом суми критерію оптимізації при зустрічному W_{opt1} та супутньому W_{opt2} навантаженнях та розраховується за формулами:

$$W_{opt} = W_{opt1} + W_{opt2}; \quad (3.42)$$

$$W_{opt1} = 0,2 \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} + \frac{\delta_i}{\delta_{\max}} \right) + 0,3 \left(\frac{t_{pi}}{t_{p\max}} + \frac{N_i}{N_{\max}} \right); \quad (3.43)$$

$$W_{opt2} = 0,2 \left(\frac{\sigma_i^*}{\sigma_{\max}^*} + \frac{\delta_i^*}{\delta_{\max}^*} \right) + 0,3 \left(\frac{t_{pi}^*}{t_{p\max}^*} + \frac{N_i^*}{N_{\max}^*} \right), \quad (3.44)$$

де i – номер дослідів; $*$ – індекс параметрів при супутньому навантаженні; σ_i , σ_{\max} , σ_i^* , σ_{\max}^* – величини перерегулювання тисків та їх максимального перерегулювання в серії дослідів; δ_i , δ_{\max} , δ_i^* , δ_{\max}^* – величини похибки стабілізації швидкості руху V при зміні режимів роботи та максимальної похибки стабілізації швидкості руху V в серії дослідів; t_{pi} , $t_{p\max}$, t_{pi}^* , $t_{p\max}^*$ – час перехідного процесу та максимальний час перехідного процесу в серії дослідів; N_i , N_{\max} , N_i^* , N_{\max}^* – величини затраченої потужності гідроприводу та його максимальна затрачена потужність в серії дослідів.

В процесі оптимізації розраховано перехідні процеси для 160 дослідів та отримано 720 значень комплексного критерію оптимізації W_{opt} (див. додаток Е). Оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20\cdot 10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=18\cdot 10^{-3}\text{м}$, $H_y=4\cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=1\cdot 10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=11,1\%$, $\sigma(p_y)^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=0,6\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,22\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=7,8\%$, $\delta(V)^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=1340\text{Вт}$, $N(p_n)^*=827\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях.

3.8 Висновки

1. Розроблено розрахункові схеми експериментального зразка гідроприводу стріли та математичні моделі при зустрічному та супутньому навантаженнях, які включають розраховану залежність гідродинамічної сили на основному золотнику та експериментально визначену залежність подачі через основний золотник врівноважувального клапана для підвищення адекватності розрахунків.

2. Аналітично розраховано зміну моменту інерції $I_m=f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ стріли фронтального навантажувача від положення виконавчого органу та маси вантажу. Додавання стохастичної складової до кутів α, β, γ повороту головних осей x, y, z дозволяє моделювати зміну величини моменту інерції під час роботи виконавчого органу фронтального навантажувача.

3. На основі математичного моделювання експериментального зразка гідроприводу стріли з врівноважувальним клапаном встановлено, що область стійкості роботи гідроприводу обмежена коефіцієнтом підсилення робочого вікна $K_y=(0,5\dots 1,5)\cdot 10^{-3}\text{м}$; діаметром поршня $d_{y1}=(15\dots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; діаметром основного золотника $d_{y2}=(15\dots 20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; попереднім стиснення пружини $H_y=(2\dots 7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; жорсткістю пружини $C_y=(1\dots 2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$. При зменшенні площі дроселів f_d та $f_b < 1,1\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ область стійкої роботи гідроприводу збільшується.

4. Для забезпечення похибки δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна менше 8% при зустрічному та супутньому навантаженні потрібно обирати конструктивні параметри врівноважувального клапана в таких діапазонах: $d_{y1}=(15\dots20)\cdot10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2\dots7)\cdot10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5\dots1,2)\cdot10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(15\dots19)\cdot10^{-3}\text{м}$; $C_y=(2,25\dots2,5)\cdot10^4\text{Н/м}$;

5. Визначено конструктивні параметри врівноважувального клапана: $d_{y1}=(18\dots20)\cdot10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2\dots5)\cdot10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5\dots1,2)\cdot10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(16\dots19)\cdot10^{-3}\text{м}$; $C_y=(1\dots2,5)\cdot10^4\text{Н/м}$; $f_b=(0,5\dots0,7)\cdot10^{-6}\text{ м}^2$; $f_d=(0,5\dots1,0)\cdot10^{-6}\text{ м}^2$, при яких забезпечується час регулювання $t_p<0,5\text{с}$ і перерегулювання $\sigma<35\%$ за тиском p_n в гідроприводі для зустрічного навантаження та час регулювання $t_p^*<0,4\text{с}$ і перерегулювання $\sigma^*<50\%$ за тиском p_y в гідроприводі для супутнього навантаження.

6. Розробка експериментального зразка гідроприводу стріли на основі врівноважувального клапана дасть високі показники коефіцієнта корисної дії в межах 60-80% при зустрічному та 65-85% при супутньому навантаженнях. Розраховано величину тиску $p_c<3\text{МПа}$ на керування опусканням виконавчого органу не залежно від навантаження на нього, що дасть можливість економити паливе фронтального навантажувача.

7. Проведено оптимізацію статичних, динамічних та енергетичних характеристик гідроприводу за математичними моделями при зустрічному та супутньому навантаженні. Розраховано оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20\cdot10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=18\cdot10^{-3}\text{м}$, $H_y=4\cdot10^{-3}\text{м}$, $K_y=1\cdot10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5\cdot10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=11,1\%$, $\sigma(p_y)^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=0,6\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,22\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=7,8\%$, $\delta(V)^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=1340\text{Вт}$, $N(p_n)^*=827\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість та швидкодію гідропривода з електрогідравлічним керуванням / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – С. 29–33.

2. Козлов Л. Г. Дослідження статичних і динамічних характеристик систем керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів [Електронний ресурс]. / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – №. 3. – 6 с. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/416>.

3. Polishchuk L. Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 2. – №. 8 (80). – С. 22–29.

4. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2: – С. 68– 76.

5. Поліщук Л. К. Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра / Л.К. Поліщук, О.В. Піонткевич, О.О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – №. 2. – С. 37-47.

6. Козлов Л. Г. Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич // XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. : тези доп. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – С. 134–136.

7. Піонткевич О. В. Вплив параметрів гальмівного клапана на динамічні характеристики гідропривода / О. В. Піонткевич // II Міжнародна науково-практична Інтернет-конференція "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи", ВНТУ. – 2016. – 3 с.

8. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість гідроприводу стріли фронтального навантажувача / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А.О. Іванов, Т.А. Іванчук // XLV Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2016. – 2с.

9. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на швидкодію механотронного гідропривода / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // Матеріали XI Міжнародної конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)». – 2012. – С. 198–199.

10. Kozlov L. H. Reduction of nonproductive losses in the hydraulic drive control system of a mobile machine on the basis of the counterbalance valve / L.H. Kozlov, O.V. Piontkevych, S.I. Kotyk, W.P.B. Mbouyim // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»: міжнар. наук.-техн. конф., 3-6 жовтня 2017 – С. 68–69.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОПРИВОДАХ З ВРІВНОВАЖУВАЛЬНИМ КЛАПАНОМ

Експериментальні стенди для дослідження гідроприводів з врівноважувальним клапаном створені в науково-дослідній лабораторії кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету [95, 96, 97, 98].

4.1 Дослідний зразок врівноважувального клапана

На основі результатів теоретичного дослідження математичних моделей (3.34 та 3.35) гідроприводу стріли розроблено конструкцію дослідного зразка врівноважувального клапана.

На рис. 4.1 показано конструкцію дослідного зразка врівноважувального клапана, на рис. 4.2 – його фотографії.

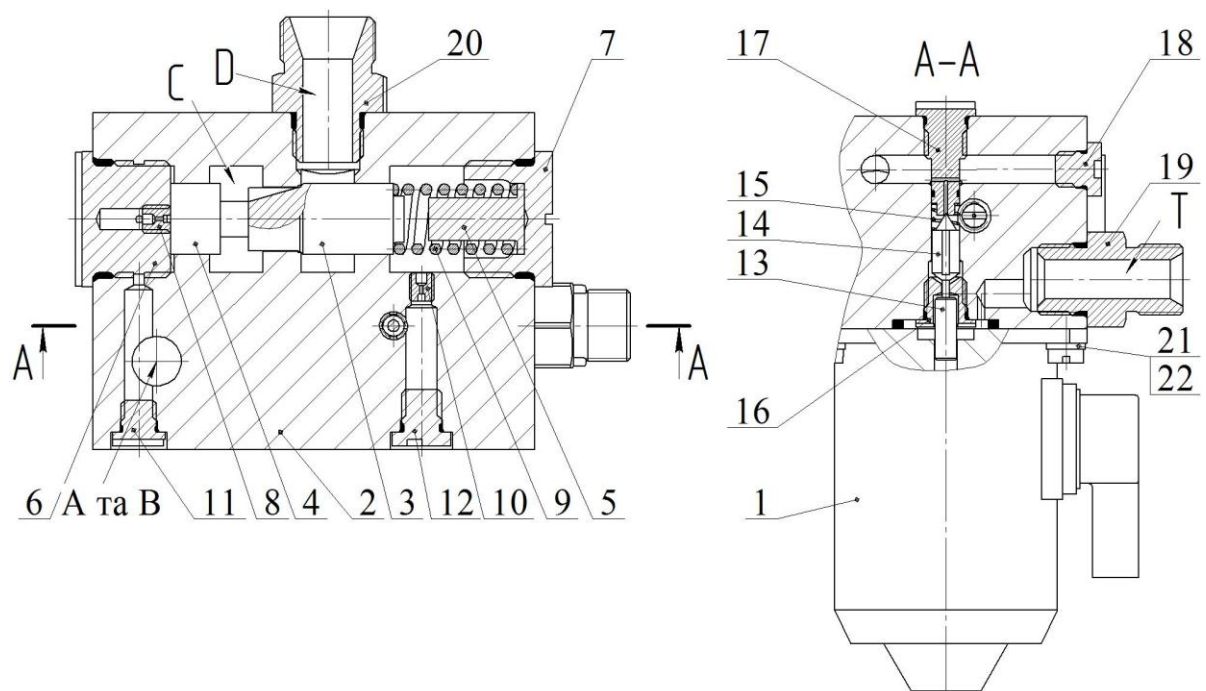


Рис. 4.1 Конструкція дослідного зразка врівноважувального клапана

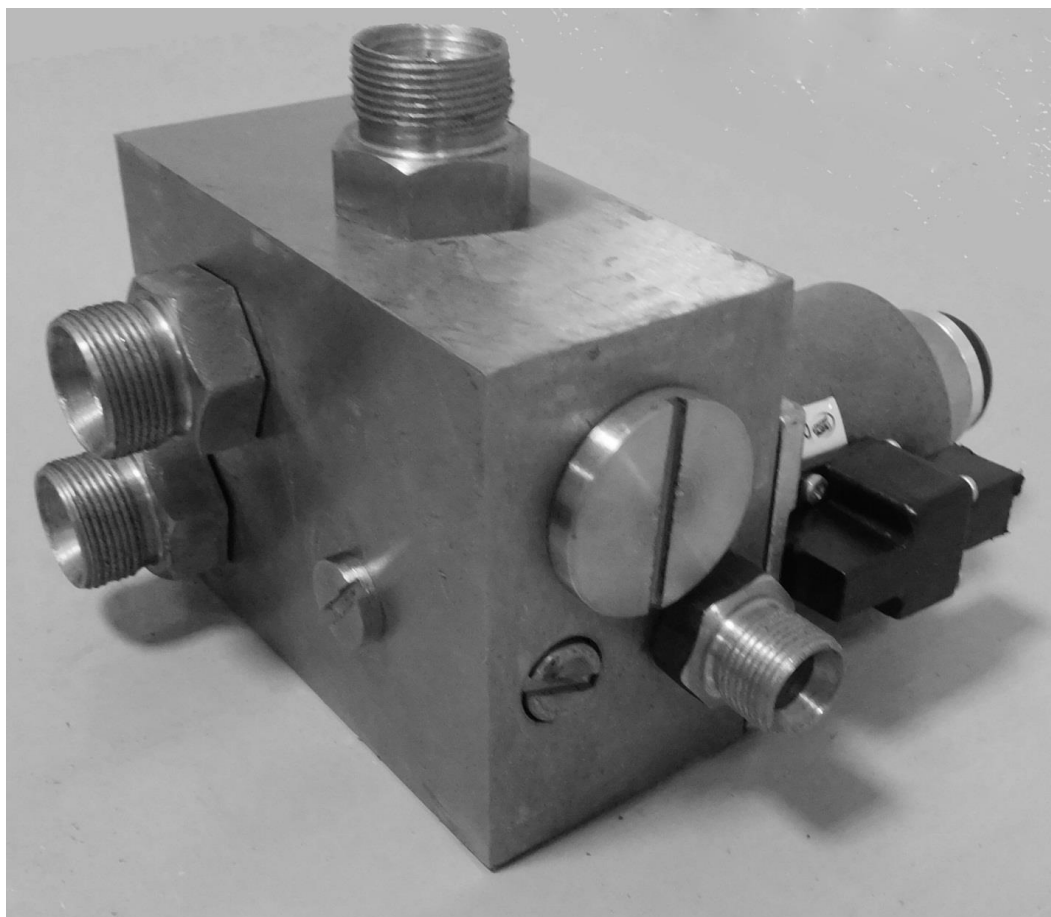


Рис. 4.2 Фото дослідного зразка врівноважувального клапана

Дослідний зразок врівноважувального клапан (див. рис. 4.1) включає електромагніт 1, корпус 2, основний золотник 3, поршень 4, упор 5, пробки 6, 7, дросель 8, пружина 9, дросель 10, пробки 11, 12, штовхач електромагніта 13, сервозолотник 14, пружини 15, зливна пробка 16, пробки 17, 18 штуцери 19, 20, кріпильні шайби і гвинта 21, 22, відповідно.

Врівноважувальний клапан встановлюється між гідророзподільником та гідроциліндр. Підключення (див. рис. 4.1) виконуємо наступним чином: до гідроліній А та С підключаємо гідророзподільник, до гідроліній В та D – гідроциліндр, а до гідролінії Т – злив до гідробаку.

При положенні гідророзподільника в позиції «нейтральна» електромагніт 1 відключений, сервозолотник 14 пружиною 15 притиснутий до зливної пробки 16 і блокує витікання робочої рідини з гідроциліндра через гідролінію Т.

Підпружинений торець основного золотника 3 знаходиться під тиском, який підходить від гідролінії гідроциліндра через штуцер 20.

При встановленні гідророзподільника в позицію «піднімання» робоча рідина надходить до гідролінії С, і основний золотник 3 відкривається для проходу робочої рідини до гідролінії D. Сервозолотник 14 не змінює свого положення та герметизує гідролінію Т. Основний золотник 3 відкривається тоді коли сили від тиску робочої рідини, які діють на його лівий торець, будуть більшими за сили від пружини 9 та сили від тиску робочої рідини, що діє на його правий торець. Злив робочої рідини від гідроциліндра до гідророзподільника здійснюється по гідролініях А та В. Тиск робочої рідини в гідролініях А та В не достатній щоб зрушити поршень 4.

При встановленні гідророзподільника в позиції «опускання» спершу спрацьовує електромагніт 1, який переключає сервозолотник 14. Сервозолотник 14 герметизує гідролінію D та розвантажує правий торець основного золотника 3 направляючи акумульовану в камері з пружиною 9 робочу рідину в гідролінію Т. Гідролінія D знаходиться під тиском створеним навантаженим гідроциліндром. Гідролінія С відкрита на злив робочої рідини. Робоча рідина в гідролініях А та В знаходиться під тиском керування та через дросель 8 діє на поршень 4. Поршень 4 рухається з ліва на право та діє на основний золотник 3. Основний золотник 3 відкривається тоді коли сили від тиску керування, що діють на поршень 4 та основний золотник 3, подолують сили від пружини 9. Після переключення гідророзподільника в позиції «нейтральна» або «піднімання» припиняє діяти електромагніт 1, сервозолотник 14 повертається герметизувати гідролінію Т за допомогою пружини 13 та дії сили від тиску робочої рідини з гідролінії D. Основний золотник 3 розділяє гідролінії С та D.

Фото елементів дослідного зразка врівноважувального клапана показано на рис. 4.3.

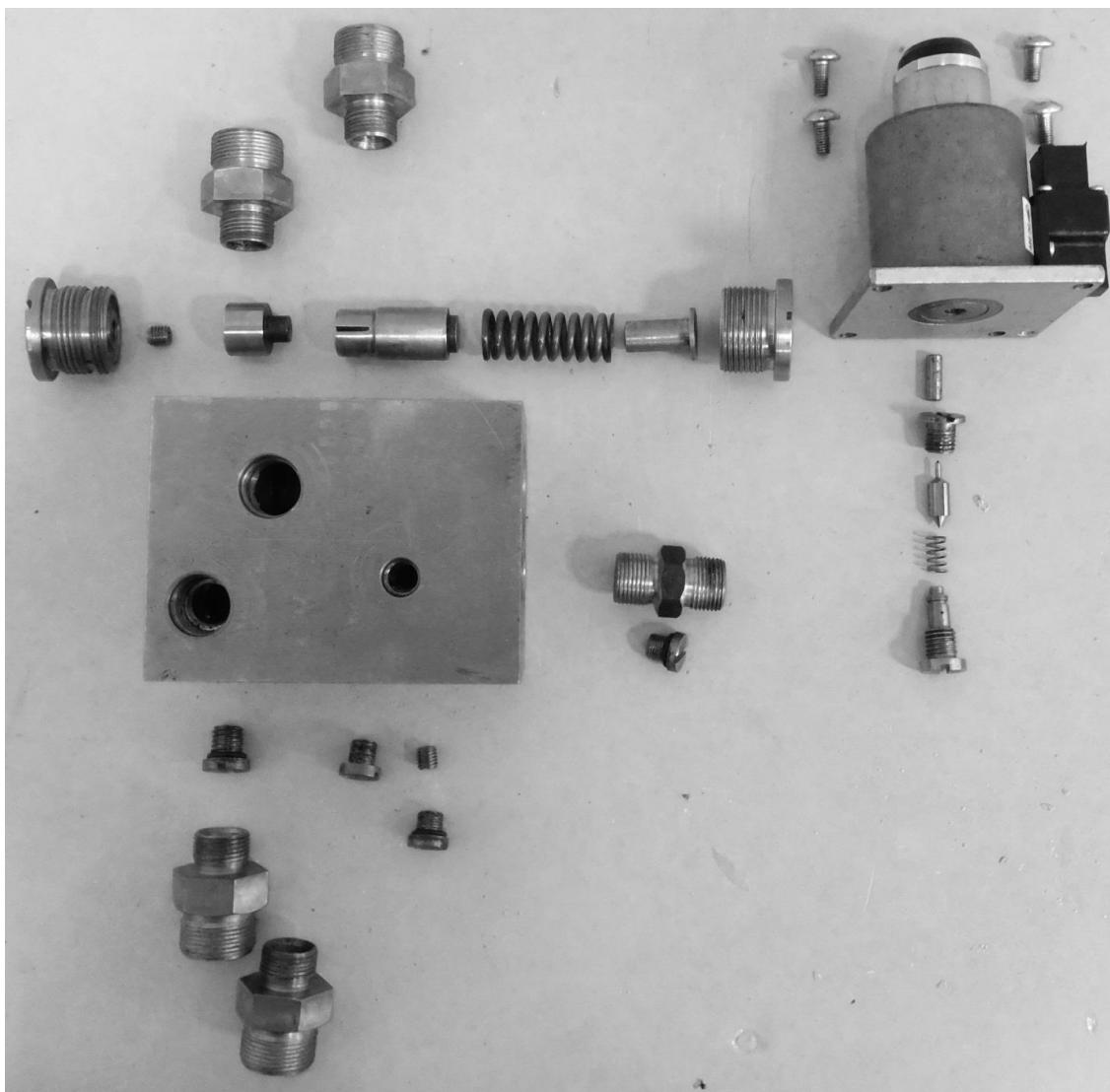


Рис. 4.3 Фото елементів дослідного зразка врівноважувального клапана

4.2 Визначення ступеня герметичності врівноважувального клапана

Експериментальний стенд для дослідження ступеня герметичності основного золотника та сервозолотника врівноважувального клапана [96] показаний на рис. 4.4. Він включає насосну станцію 1, врівноважувальний клапан 2, основний золотник 3, сервозолотник 4 та мірні мензурки 5.

Експериментальний стенд розроблений на базі насосної станції Г48-1, яка оснащена насосом Н типу НШ32-2 із робочим об'ємом $32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, баком Б та асинхронним двигуном М з частотою обертання 1490 об/хв. В якості робочої рідини використовується олива індустріальна І-30А за ГОСТ 20799-88.

Дослідження виконувалися наступним чином: робоча рідина подавалася від насоса Н через фільтр грубої очистки Ф1 до врівноважувального клапана 2. Регулювання та постійне значення тиску в гідроприводі здійснювалось за допомогою запобіжно-переливного клапана КЗ1 типу ПБГ54-34М. Витоки через основний золотник 3 та сервозолотник 4 накопичувалися у мірних мензурках 5. Значення ΔQ_o та ΔQ_c визначали ступінь герметичності основного золотника 3 та сервозолотника 4, відповідно.

Робоча рідина, що проходить через запобіжно-переливний клапан КЗ1 розділяється на два потоки, один з яких потрапляє через напірний клапан КЗ2 до радіаторів повітряного теплообміну АТ, а інший – в бак Б через фільтрацію тонкої очистки Ф2.

Реєстрація величин тиску в гідроприводі під час дослідження ступеня герметичності золотників проводиться за допомогою манометрів Мн1 та Мн2. Час заміру витоків становив 5 хв або 300 с для кожного заміру. Результати експериментальних досліджень витоків робочої рідини ΔQ_{oi} через основний золотник врівноважувального клапана при різних температурах робочої рідини показано в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

**Результати експериментального дослідження ступеня герметичності
врівноважувального клапана**

При температурі робочої рідини $t_1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$													
Парам.	Досліди											Розм.	Прим.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
p	0	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	МПа	-
ΔQ_{o1}	0	0,8	1,2	1,6	1,6	1,2	0,8	0,8	0,4	0,4	0,4	мл	За 5 хв
ΔQ_{o2}	0	1,2	1,6	2	1,2	0,8	0,8	0,8	0,8	0,4	0,4	мл	За 5 хв
ΔQ_{o3}	0	1,2	1,6	2	1,6	1,2	0,8	0,4	0,4	0,4	0	мл	За 5 хв
ΔQ_o	0	0,21	0,29	0,37	0,29	0,21	0,16	0,13	0,11	0,08	0,05	мл/хв	-

Продовж. табл. 4.2

При температурі робочої рідини $t_2=55\text{ }^{\circ}\text{C}$													
Парам.	Досліди											Розмір.	Прим.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
p	0	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	МПа	-
ΔQ_{o1}	0	1,6	1,6	2,8	2	2	1,6	1,2	1,2	0,8	0,8	мл	За 5 хв
ΔQ_{o2}	0	1,6	2,4	2,8	2,4	1,6	1,2	0,8	0,8	0,8	0,4	мл	За 5 хв
ΔQ_{o3}	0	1,2	1,6	2,4	2	1,6	1,2	1,2	0,8	0,8	0,8	мл	За 5 хв
ΔQ_o	0	0,29	0,37	0,53	0,43	0,35	0,27	0,21	0,19	0,16	0,13	мл/хв	-

Для середніх арифметичних значень витоків через основного золотника врівноважувального клапана (див. таблиці 4.2) на рис. 4.5 показано залежність витоків робочої рідини ΔQ_o від тиску навантаження p та температури робочої рідини t .

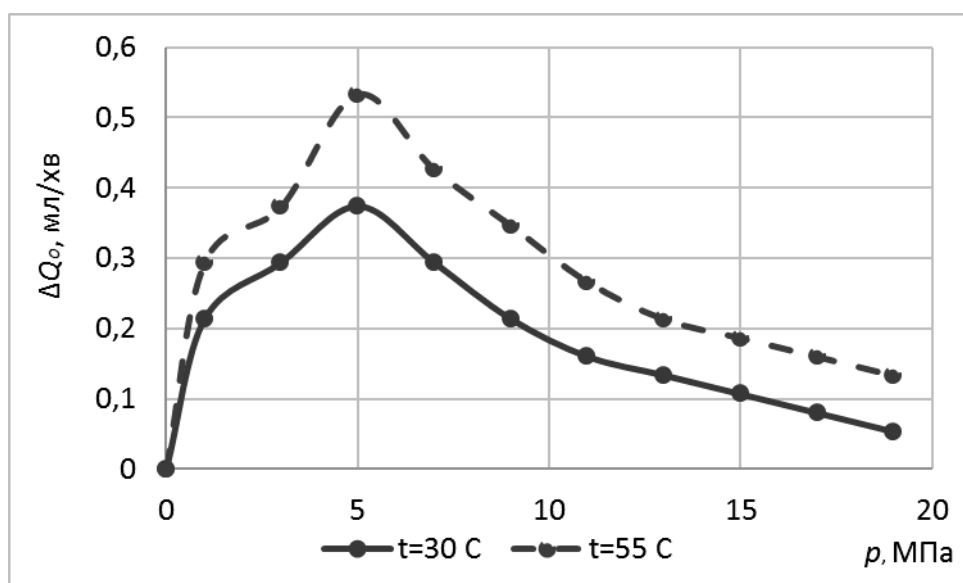


Рис. 4.5 Залежність витоків робочої рідини ΔQ_o через основний золотник від тиску навантаження p та температури t

Експериментальні дослідження показали, що витоків робочої рідини ΔQ_o через сервозолотник відсутні при температурі $t=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Такий ефект

досягнуто за рахунок клапанної конструкції сервозолотника та діаметра робочого вікна $d_c = 2,2$ мм.

Для основного золотника з діаметром робочого вікна $d_{yl} = 18$ мм витoki робочої рідини ΔQ_o змінювалися в залежності від значення тиску p та температури t (див. рис. 4.5). При чому для величини тиску 5 МПа витoki є максимальними (0,53 мл/хв), а далі зменшуються за рахунок самогерметизації. Збільшення температури мастила призводить до збільшення витоків робочої рідини через основний золотник.

Отже, фронтальний навантажувач при перевезенні технологічного вантаження з тиском в гідроприводі 7–20 МПа матиме високий ступінь герметичності (до 0,4мл/хв) за рахунок використання врівноважувального клапана.

4.3 Визначення статичних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли

На рис. 4.6 зображено схему експериментального стенду для дослідження статичних характеристик гідроприводу з дослідним зразком врівноважувального клапаном.

Основними частинами експериментального стенду є насосна система (насос нерегульований НН, система грубої фільтрації Ф1 та Ф2, насос регульований НР), гідророзподільник Р, досліджуваний зразок ВК з основним ОЗ золотником та сервозолотником СЗ, виконавча система (дросель регульований ДР та гідромотор ГМ), захисна система (запобіжні клапани КЗ1, КЗ2), вимірювальна система (манометри Мн1-Мн5, термометр Т, індикатор годинникового типу ІГ та тахометр ТГ). Злив робочої рідини відбувається через фільтр тонкої очистки ФЗ в гідробак Б.

Технічна характеристика стенда (див. рис. 4.6):

1. Насос аксіально-поршневий (максимальний тиск 20МПа, номінальна подача $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$);
2. Гідромотор аксіально-поршневий (робочий об'єм $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$);
3. Гідророзподільник (діаметр умовного проходу 0,02 м).

Експериментальний стенд для дослідження статичних характеристик працює наступним чином. При нейтральній позиції гідророзподільника Р робоча рідина не потрапляє до виконавчої системи. Насос регульований НР подає робочу рідину під низьким тиском, що визначений настройкою його регулятора та витоками гідроприводу.

Гідророзподільник Р призначений для комутації потоків робочої рідини нагнітання та зливу від насосної до виконавчої систем.

При переміщенні рукоятки гідророзподільника Р в верхню позицію, що відповідає за обертання вала гідромотора ГМ, відбувається комутація гідролінії нагнітання 1 з робочою гідролінією 3, а гідролінії зливу 5 з робочою гідролінією 2. Врівноважувальний клапан ВК з'єднаний з гідромотором гідролінією 4. Сервозолотник СЗ не змінює свого положення. Робоча рідина від насоса регульованого НР рухається через гідророзподільник Р до основного золотника ОЗ врівноважувального клапана ВК та відкриває його, тоді коли сили від тиску p_n будуть більші за сили від тиску p_y після врівноважувального клапана ВК та сили налаштування пружини. Дросель регульований ДР забезпечує тиск p_y після врівноважувального клапана ВК, а подачу визначає площа робочого вікна гідророзподільника Р. Регулювання подачі здійснюється за допомогою регулятора подачі насоса НР.

При переміщенні рукоятки гідророзподільника Р в нижню позицію, що відповідає за реверс гідромотора ГМ, відбувається перемикання сервозолотника СЗ, який блокує потрапляння робочої рідини до підпружиненого торця основного золотника ОЗ врівноважувального клапана ВК. Одночасно відбувається комутація гідролінії нагнітання 1 з робочою гідролінією 2, а гідролінії зливу 5 з робочою гідролінією 3. подача робочої рідини буде

визначатися площею робочого вікна гідророзподільника Р і регулювання буде здійснюватися за допомогою регулятора подачі насоса НР. Тиск в гідроприводі буде визначатися настройкою пружини основного золотника ОЗ врівноважувального клапана ВК.

Під час дослідження настройка гідророзподільника Р забезпечувалася із застосуванням індикатора годинникового типу ІГ. Визначалися переміщення h золотника гідророзподільника Р та розраховувалася площі f його робочого вікна. Температура робочої рідини аналізувалася постійно та знаходилася в межах 30-35°C. Подачу Q_y через врівноважувальний клапан ВК розраховано із застосуванням гідромотора ГМ, секундоміра та тахометра ТГ. Також визначалися тиски p_c на вході та p_y виході врівноважувального клапана із застосуванням манометрів Мн4 та Мн5, відповідно.

Встановлено, що збільшення величини тиску p_y в гідролінії 5, за рахунок прикривання дроселя регульованого ДР, призводило до зменшення величини подачі Q_y робочої рідини при робочому руху обертання вала гідромотора ГМ. Результати експериментальних досліджень зміни подачі Q_y робочої рідини через врівноважувальний клапан наведені в таблицях 4.4 та 4.5.

Таблиця 4.4

**Результати експериментальних досліджень статичних характеристик
гідроприводу при площі робочого вікна
гідророзподільника $f=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та $f=4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$**

Параметри	$h=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ або $f=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ або $Q_y=4,25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$			$h=2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ або $f=4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ або $Q_y=8,58 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$			Один. вимірювань
1	2	3	4	5	6	7	8
p_y	2	4	10	2	4	10	МПа
p_{c1}	2,43	4,4	10,29	2,45	4,32	10,31	МПа
p_{c2}	2,35	4,27	10,33	2,37	4,36	10,35	МПа
p_{c3}	2,40	4,43	10,42	2,42	4,42	10,41	МПа

Продовж. табл. 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8
p_c	2,39	4,37	10,35	2,41	4,37	10,36	МПа
Q_{y1}	$4,13 \cdot 10^{-5}$	$4,08 \cdot 10^{-5}$	$3,9 \cdot 10^{-5}$	$8,45 \cdot 10^{-5}$	$8,17 \cdot 10^{-5}$	$7,93 \cdot 10^{-5}$	м³/с
Q_{y2}	$4,12 \cdot 10^{-5}$	$4 \cdot 10^{-5}$	$3,88 \cdot 10^{-5}$	$8,4 \cdot 10^{-5}$	$8,05 \cdot 10^{-5}$	$7,87 \cdot 10^{-5}$	м³/с
Q_{y3}	$4,2 \cdot 10^{-5}$	$4,07 \cdot 10^{-5}$	$3,97 \cdot 10^{-5}$	$8,5 \cdot 10^{-5}$	$8,25 \cdot 10^{-5}$	$7,97 \cdot 10^{-5}$	м³/с
Q_y	$4,15 \cdot 10^{-5}$	$4,05 \cdot 10^{-5}$	$3,92 \cdot 10^{-5}$	$8,45 \cdot 10^{-5}$	$8,16 \cdot 10^{-5}$	$7,92 \cdot 10^{-5}$	м³/с

Таблиця 4.5

Результати експериментальних досліджень статичних характеристик

гідроприводу при площі робочого вікна

гідророзподільника $f=0,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ та $f=2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$

Параметри	$h=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ або $f=0,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ або $Q_y=1,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$			$h=7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ або $f=2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ або $Q_y=5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$			Один. вимірювань
p_y	2	4	10	2	4	10	МПа
p_{c1}	2,42	4,38	10,33	2,53	4,48	10,42	МПа
p_{c2}	2,41	4,37	10,36	2,5	4,49	10,45	МПа
p_{c3}	2,41	4,41	10,37	2,54	4,52	10,47	МПа
p_c	2,41	4,39	10,35	2,52	4,45	10,45	МПа
Q_{y1}	$1,68 \cdot 10^{-4}$	$1,62 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$4,95 \cdot 10^{-4}$	$4,81 \cdot 10^{-4}$	$4,58 \cdot 10^{-4}$	м³/с
Q_{y2}	$1,69 \cdot 10^{-4}$	$1,63 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$4,78 \cdot 10^{-4}$	$4,66 \cdot 10^{-4}$	$4,43 \cdot 10^{-4}$	м³/с
Q_{y3}	$1,69 \cdot 10^{-4}$	$1,64 \cdot 10^{-4}$	$1,58 \cdot 10^{-4}$	$4,88 \cdot 10^{-4}$	$4,7 \cdot 10^{-4}$	$4,53 \cdot 10^{-4}$	м³/с
Q_y	$1,69 \cdot 10^{-4}$	$1,63 \cdot 10^{-4}$	$1,57 \cdot 10^{-4}$	$4,87 \cdot 10^{-4}$	$4,72 \cdot 10^{-4}$	$4,51 \cdot 10^{-4}$	м³/с

Вплив збільшення тиску p_y з 2,0 до 10,0 МПа на величину подачі Q_y показано на рис. 4.7.

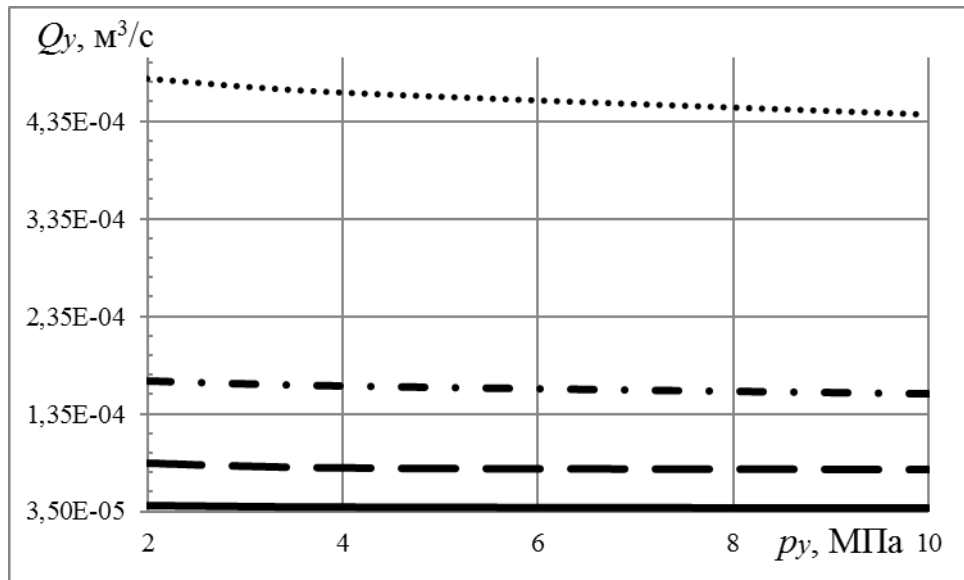


Рис. 4.7 Вплив величини тиску p_y від технічного навантаження на величину подачі Q_y через врівноважувальний клапан

За результатами експериментального дослідження пораховано зміну похибки стабілізації потоку δ від величини подачі робочої рідини Q_y . Похибка стабілізації потоку δ не перевищує 8% та зростає в залежності від збільшення встановленого параметру: площі робочого вікна f гідророзподільника. Графік залежності похибки δ стабілізації потоку від величину подачі робочої рідини Q_y показано на рис. 4.8.

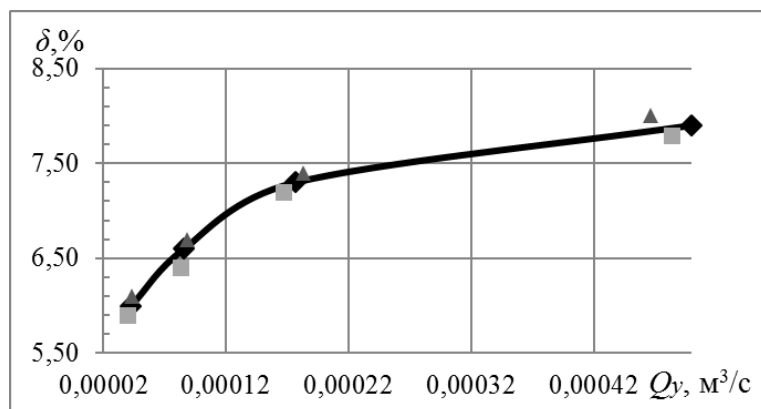


Рис. 4.8 Залежність похибки δ стабілізації потоку від величину подачі Q_y

Розраховано залежність зміни величину подачі Q_y робочої рідини через врівноважувальний клапан від величини тиску від навантаження p_y та величини перепаду тиску Δp на клапані. Результати розрахунку подано в додатку Ж.

4.4 Визначення динамічних характеристик експериментального зразка гідроприводу стріли

На рис. 4.9 і 4.10 показано схему експериментального стенда та його фотографію для визначення динамічних характеристик гідроприводу на основі дослідного зразка врівноважувального клапан. Схема експериментального стенда складається з таких основних блоків: дослідний зразок врівноважувального клапана, блок живлення, блок навантаження та блок вимірювання і реєстрації [98].

Дослідний зразок врівноважувального клапана складається з основного золотника ОЗ, двох нерегульованих дроселів Др1, Др2 та сервозолотника СЗ. Особливістю врівноважувального клапана є можливість виконувати функції гідрозамка (фіксація вантажу, пропорційність керування швидкістю при зустрічному навантаженні) при позиціях 1, 2 пропорційного гідророзподільника ПР та функції гальмівного клапана із зовнішнім керуванням (перешкоджання кавітаційним процесам в робочих гідролініях, економія енергії за рахунок опускання вантажу під власною вагою, пропорційне керування швидкістю при супутньому навантаженні, зупинка неконтрольованого падіння вантажу в аварійних ситуаціях) при позиції 3 за допомогою кінцевого перемикача КП та сервозолотника СЗ. Нерегульовані дроселі Др1, Др2 забезпечують плавне відкриття основного золотника ОЗ.

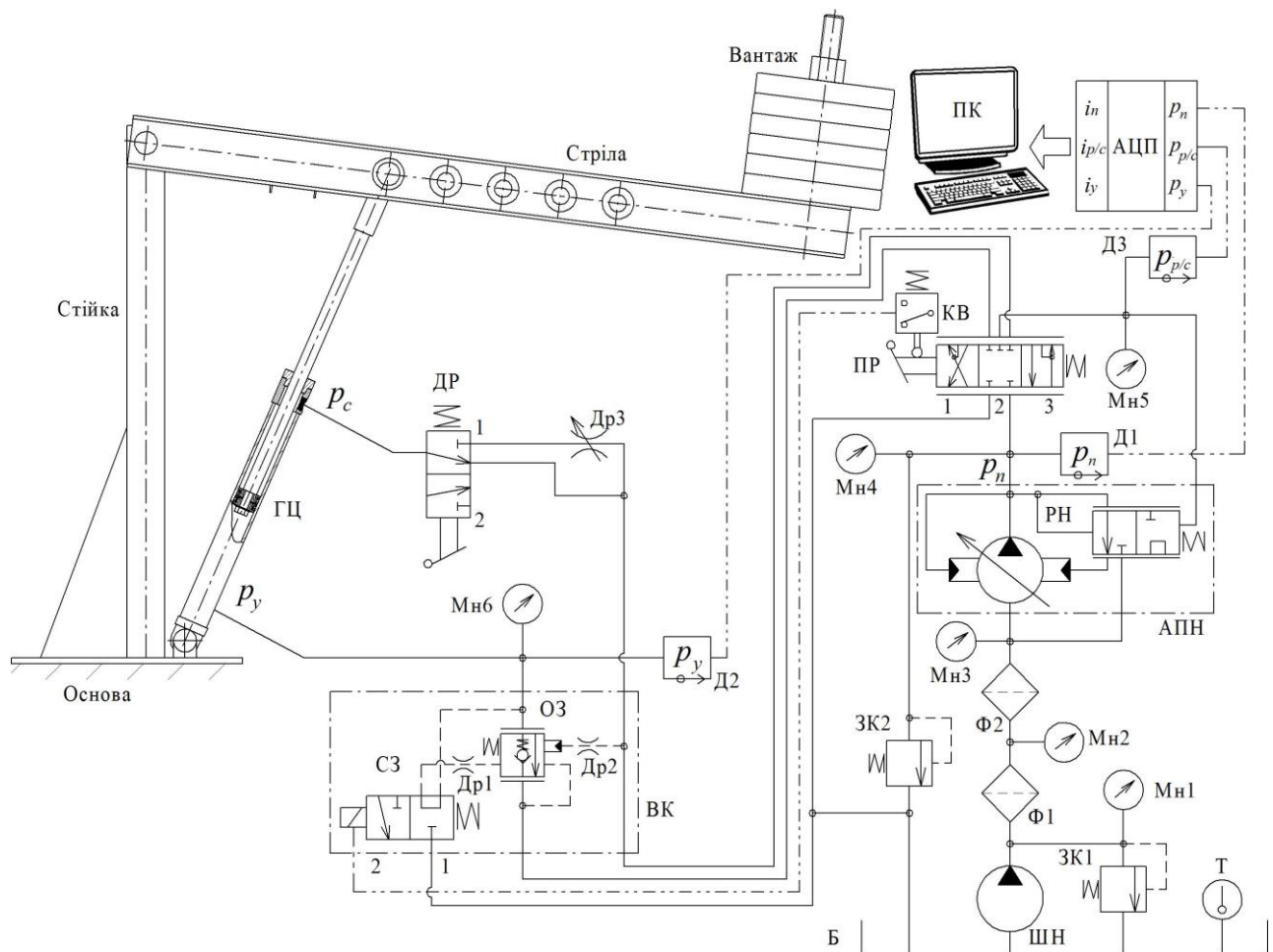


Рис. 4.9 Схема експериментального стенду для дослідження динамічних характеристик гідроприводу на основі врівноважувального клапана

Блок живлення включає: гідробак Б, нерегульований шестеренний насос ШН (подача до 133 л/хв), регульований аксіально-поршневий насос АПН з регулятором подачі РН (подача до 59 л/хв), запобіжні клапани ЗК1, ЗК2 (налаштовані на тиск 21,5 та 17,2 МПа, відповідно), напірні фільтри Ф1, Ф2 (номінальна тонкість фільтрації до 25мкм) та пропорційний гідророзподільник ПР з кінцевим вимикачем КВ. В гідроприводі стенда використано олива індустріальна І-30А (кінематична в'язкість при 40°C 41–51сСт).

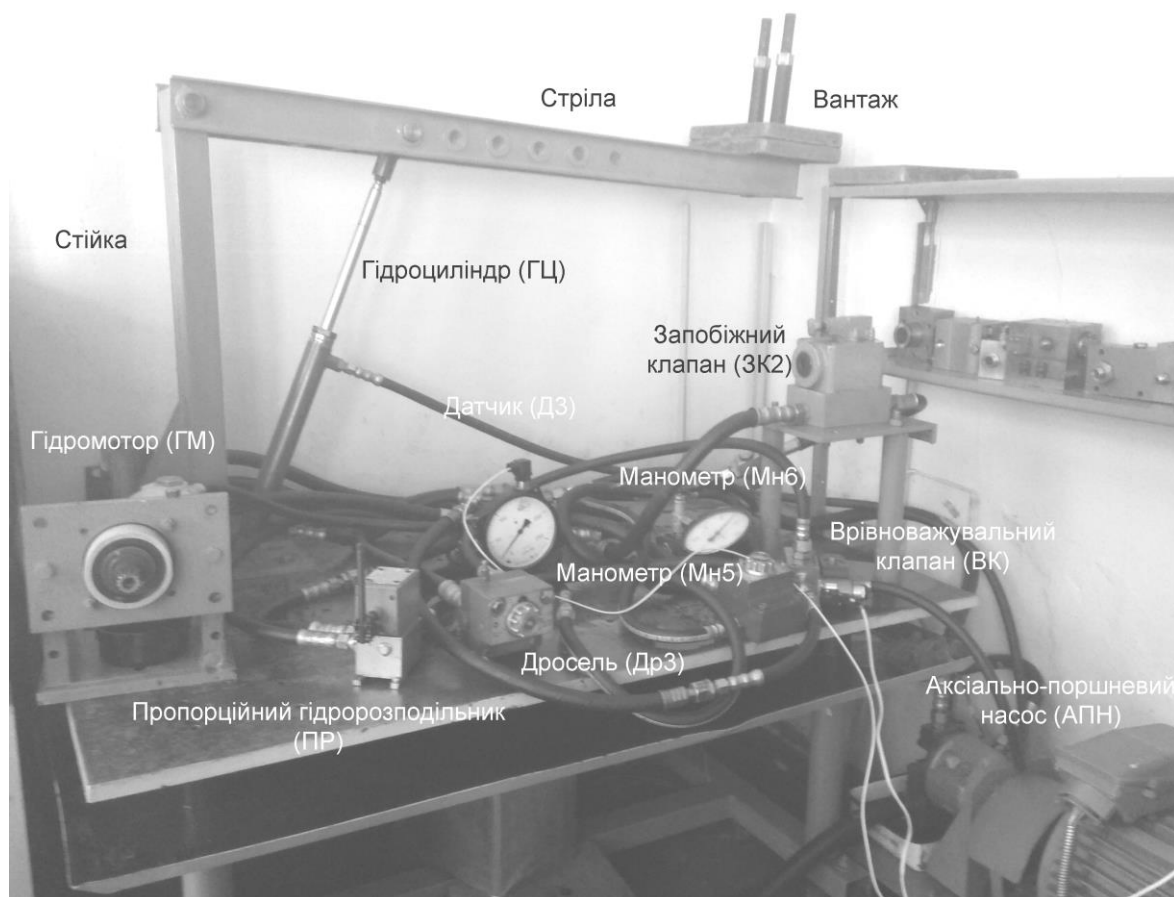


Рис. 4.10 Фотографія експериментального стенду для дослідження динамічних характеристик гідроприводу на основі врівноважувального клапана

До блоку вимірювання і реєстрації входять: вимірювальні засоби та реєстраційна апаратура. Метрологічна характеристика вимірювальних засобів експериментального стенда (див. рис. 4.9) наведена в таблиці 4.6. До реєстраційної апаратура відносимо аналогово-цифровий перетворювач АЦП та персональний комп'ютер ПК.

Блок навантаження дозволяє використовувати виконавчий орган – систему експериментального зразка стріли – для дослідження динамічних характеристик. Система експериментального зразка стріли включає: стрілу (нерухому основу, стійку, стрілу, вантаж і гідроциліндр ГЦ), дискретний гідророзподільник ДР та регульований дросель Др3. Перехідний процес створюється дискретним гідророзподільником ДР за рахунок направлення

зливного потоку робочої рідини через регульований дросель Др3. Таким чином зростає тиск напірного потоку, який має імпульсний характер зміни.

Таблиця 4.6

Метрологічна характеристика експериментального стенда

Параметр	Засіб для вимірювання	Діапазон вимірювання	Точність
Тиск	Манометр зразковий МО 1227	0...25 МПа	±2%
	Тензометричний датчик тиску	0,2...25 МПа	±2%
Температура	Термометр лабораторний	0...100 °С	±0,5%
Лінійне переміщення	Індикатор годинникового типу	$(0...20) \cdot 10^{-3}$ м	±3%
Частота обертання	Тахометр СК-751	0...1000 об/хв	±1%

Експериментальний стенд (див. рис. 4.9) дозволяє відтворити фізичні процеси в системі керування гідроприводом при широких діапазонах зміни навантаження та зафіксувати показники вимірювальної апаратури. Використання манометрів Мн1...Мн6 дозволяє спостерігати значення тиску в гідролініях системи керування гідроприводом та визначати статичні характеристики. Використання тензометричних датчиків Д1, Д2, аналогово-цифрового перетворювача АЦП та персонального комп'ютера ПК дозволяє реєструвати перехідні процеси тисків p_c , p_p і розраховувати динамічні характеристики. Для визначення температури оливи індустриальної використовуємо термометр Терм.

Досліджено перехідні процеси по тиску p_y для експериментального стенду стріли. На рис. 4.11 та 4.12 показано зняті осцилограми зміни величини тиску $p_y(t)$ при навантаженні стріли від 200Н до 300Н та 450Н, відповідно. Збурюючим фактором для перехідного процесу було переключення

дискретного гідророзподільника ДР, який перемикав зливну гідролінію на дросель Др3, створюючи гідравлічний опір з потрібним навантаженням.

На рис. 4.11 показана осцилограма процесу підйому вантажу масою $m_c=20$ кг при швидкості руху стріли $\omega=0,1$ рад/с та довантажені гідравлічним опором до 300Н.

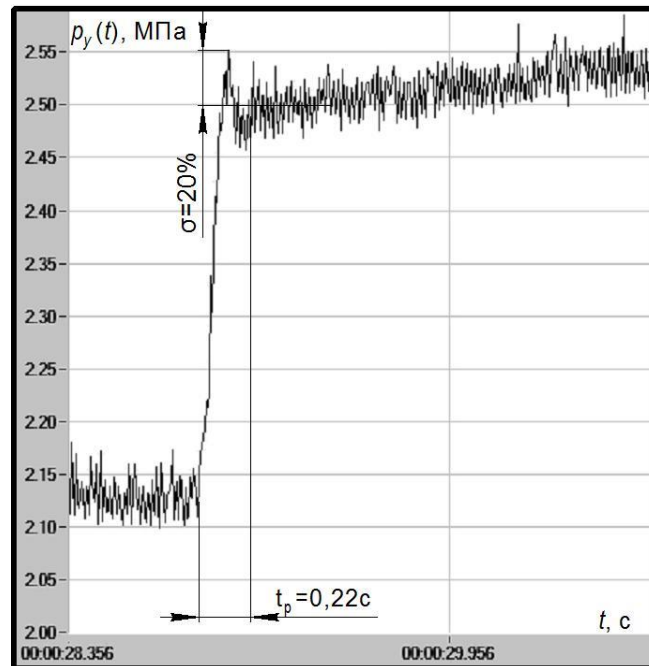


Рис. 4.11 Перехідний процес по тиску $p_y(t)$ при збільшенні навантаження до 300Н

Дослідження проведено для періоду осцилограми (див. рис. 4.11), який включає перехід гідроциліндра ГЦ на роботу із збільшеним рівнем навантаження. Впродовж цього періоду починається та закінчується перехідний процес для якого можна визначити динамічні характеристики. Час регулювання в гідроприводі з врівноважувальним клапаном становив $t_p = 0,22$ с, а величина перерегулювання $\sigma=20$ %. По досягненню поршнем гідроциліндра ГЦ кінцевого положення, він зупиняється, величина тиску p_c зростає, а величина тиску p_p зменшується. Запобіжний клапан ЗК2 пропорційного гідророзподільника ПР під час дослідження був налаштований на величину $p_n^{max}=8,5$ МПа.

Також були проведені дослідження при навантаженні до 450Н і спостерігався перехідний процес кращої якості, який поданий на рис. 4.12. Перехідний процес в гідроприводі триває $t_p = 0,33$ с, а величина перерегулювання становить $\sigma = 14,7$ %.

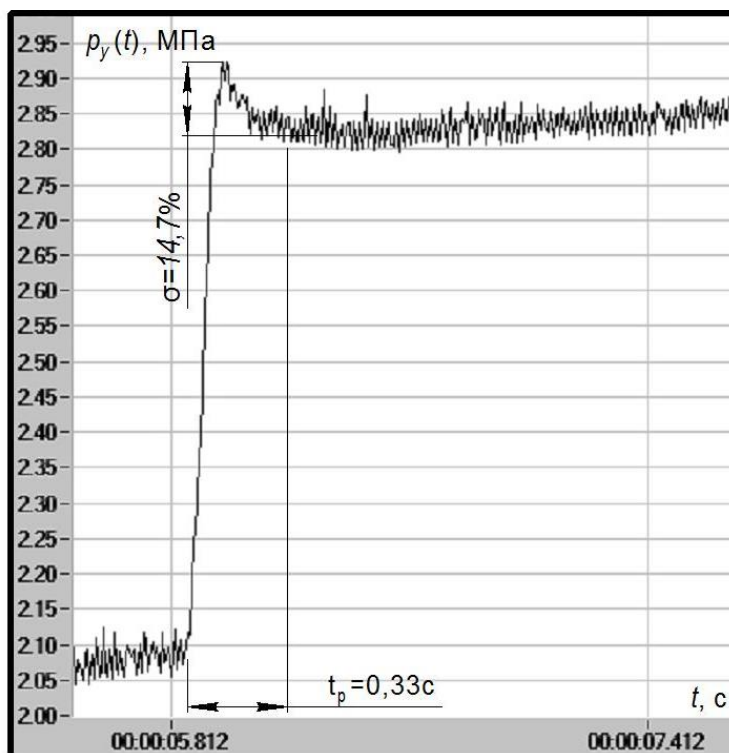


Рис. 4.12 Перехідний процес по тиску $p_y(t)$ при збільшенні навантаження до 450Н

При проведенні експериментальних досліджень динамічних характеристик встановлено, що величина перерегулювання σ не перевищувала 35%, а час перехідного процесу $t_p < 0,5$ с. Адекватність розробленої математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли підтверджена за критерієм Фішера з ймовірністю 95%. Підтвердження адекватності математичної моделі викладено в додатку І.

На експериментальному стенді (див. рис. 4.9) досліджено швидкодію сервозолотника врівноважувального клапана по перехідним процесам (див.

додаток К). Час переключення t_s сервозолотника не перевищує 0,6с, що забезпечує необхідну швидкодію гідроприводу.

4.5 Конструкція врівноважувального клапана та його технічні характеристики

Розроблений врівноважувальний клапан забезпечує функції гідрозамка при холостому та робочому режимі гідроприводу із зустрічним навантаженням, а також функції гальмівного клапана із змішаним керуванням при робочому режимі гідроприводу із супутнім навантаженням.

На рис. 4.13 показано складальне креслення врівноважувального клапана. Врівноважувальний клапан складається з таких елементів: електромагніт 1, корпус 2, основний золотник 3, поршень 4, упор 5, сервозолотник 6, штуцера 7, 8, пробки 9-14, пружини 15, 16, втулка 17, штовхач 18, гвинти 19 та шайби 20.

Технічні характеристики врівноважувального клапана представлено в таблиці 4.7. В таблиці керуюче співвідношення тиску показує в скільки разів величина тиску керування менша за максимальну величину тиску з яким працює врівноважувальний клапан.

Таблиця 4.7

Технічні характеристики дослідного зразка врівноважувального клапана

Показники технічної характеристики	Розмірність	Значення
Максимальна подача	л/хв	60
Максимальний тиск	МПа	20
Діапазон регулювання	МПа	2,5 ... 20
Керуюче співвідношення тисків	—	1/14
Робоча температура	°C	-20 ... 80
Максимальні внутрішні витоки	мл/хв	до 0,53
Маса	кг	7
Габарити	м	0,16x0,19x0,125

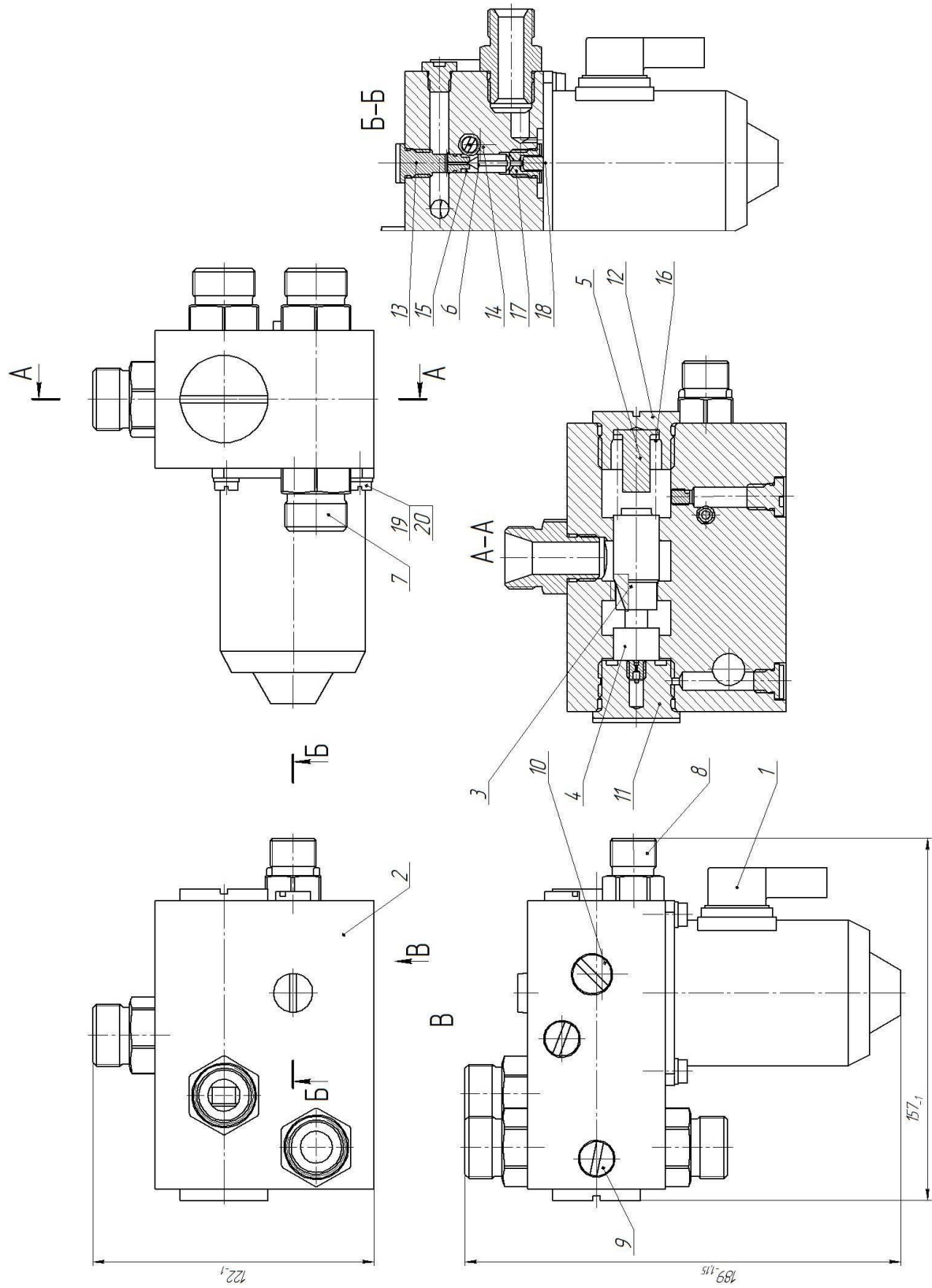


Рис. 4.13. Складальне креслення врівноважувального клапана

4.6 Висновки

1. Розроблено конструкторську документацію та виготовлено дослідний зразок врівноважувального клапана. Забезпечено технічні характеристики дослідного зразка врівноважувального клапана на рівні іноземних аналогів.

2. Визначено, що за рахунок запропонованої схеми врівноважувального клапана в холостому режимі роботи гідроприводу максимальні витoki через основний золотник складають 0,53мл/хв для тиску від навантаження 5МПа. Перевезення більших за масою вантажів забезпечує зменшення витоків робочої рідини до 0,1мл/хв за рахунок клапанної конструкції основного золотника, що дозволяє утримувати виконавчий орган в робочій позиції протягом тривалого часу. Витoki робочої рідини через сервозолотник врівноважувального клапана не зафіксовано.

3. Підвищення температури робочої рідини зменшує ступінь герметичності врівноважувального клапана, що пов'язано із зменшенням в'язкості робочої рідини.

4. Встановлено нелінійну залежність швидкодії сервозолотника від навантаження на виконавчому органу. Час переключення t_s сервозолотника не перевищує 0,6 с, що забезпечує необхідну швидкодію гідроприводу.

5. Залежність похибки δ стабілізації потоку від величини подачі Q_p через гідророзподільник не перевищує 8% при збільшенні величини тиску p_y від навантаження від 2 до 10 МПа. Отримано залежність величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан від величини тиску p_y від навантаження та перепаду тисків Δp_y на основному золотнику врівноважувального клапана.

6. При дослідженні динамічних характеристик величина перерегулювання σ не перевищувала 35%, а час перехідного процесу $t_p < 0,5$ с. Адекватність розробленої математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли підтверджена за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. Козлов Л. Г. Експериментальний стенд для визначення характеристик гідроприводів з пропорційним керуванням/ Л.Г. Козлов, В.А. Ковальчук, С.М. Лозовський, А.О. Товкач, О.В. Піонткевич, М.П. Коріненко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №. 4. – С. 74-78.

2. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve [Текст] / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D. D. Ubidia Rodrigues // Тези доповідей II-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідро- та пневмоприводи машин», м. Вінниця, 15-16 листопада 2016 р. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – С. 119–120.

3. Піонткевич О. В. Визначення ступеня герметичності багатофункціонального гальмівного клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 118–119.

4. Піонткевич О. В. Дослідження сервозолотника врівноважувального клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук // Матеріали XXIII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Київ, 19-22 червня 2018 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2018. – С. 157-159.

5. Козлов Л. Г. Експериментальні дослідження характеристик врівноважувального клапана для системи керування гідроприводом фронтального навантажувача [Текст] / Л. Г. Козлов, Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Технології та інфраструктура транспорту», м. Харків, 14-16 травня 2018 р. – Харків : УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – С. 66–68.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБЛЕННЯ ГІДРОСИСТЕМИ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Під час теоретичних та експериментальних дослідження розроблено схему та спроектовано конструкцію врівноважувального клапана. Він відрізняється від аналогів можливістю поєднувати функціональні можливості гідрозамків та гальмівних клапанів. Гідропривод з врівноважувальним клапаном забезпечує стійкість в широкому діапазоні режимів роботи, стабілізацію швидкості руху гідродвигуна та фіксацію вантажу в потрібній позиції при мінімальних витках з камери гідродвигуна.

В даному розділі представлено схему гідроприводу екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206», в якій фронтальний навантажувач удосконалено створеним багаторежимним гідроприводом. Розроблено розрахункову схему та математичну модель гідроприводу стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном [74]. Розраховано зменшення енергетичних втрат в гідроприводі фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» за рахунок удосконалення [99].

5.1 Розробка удосконаленої гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206»

Базова гідросистема екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» [3] оснащувалася релейними гідророзподільниками з ручним та електрогідравлічним керування, нерегульованими насосами, гідрозамками та дроселями, для регулювання швидкості. Удосконалення гідросистеми фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» досягається шляхом використання регульованого насоса, пропорційного гідророзподільника та створеного врівноважувального клапана. Удосконалену гідросистему екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» показано на рис. 5.1.

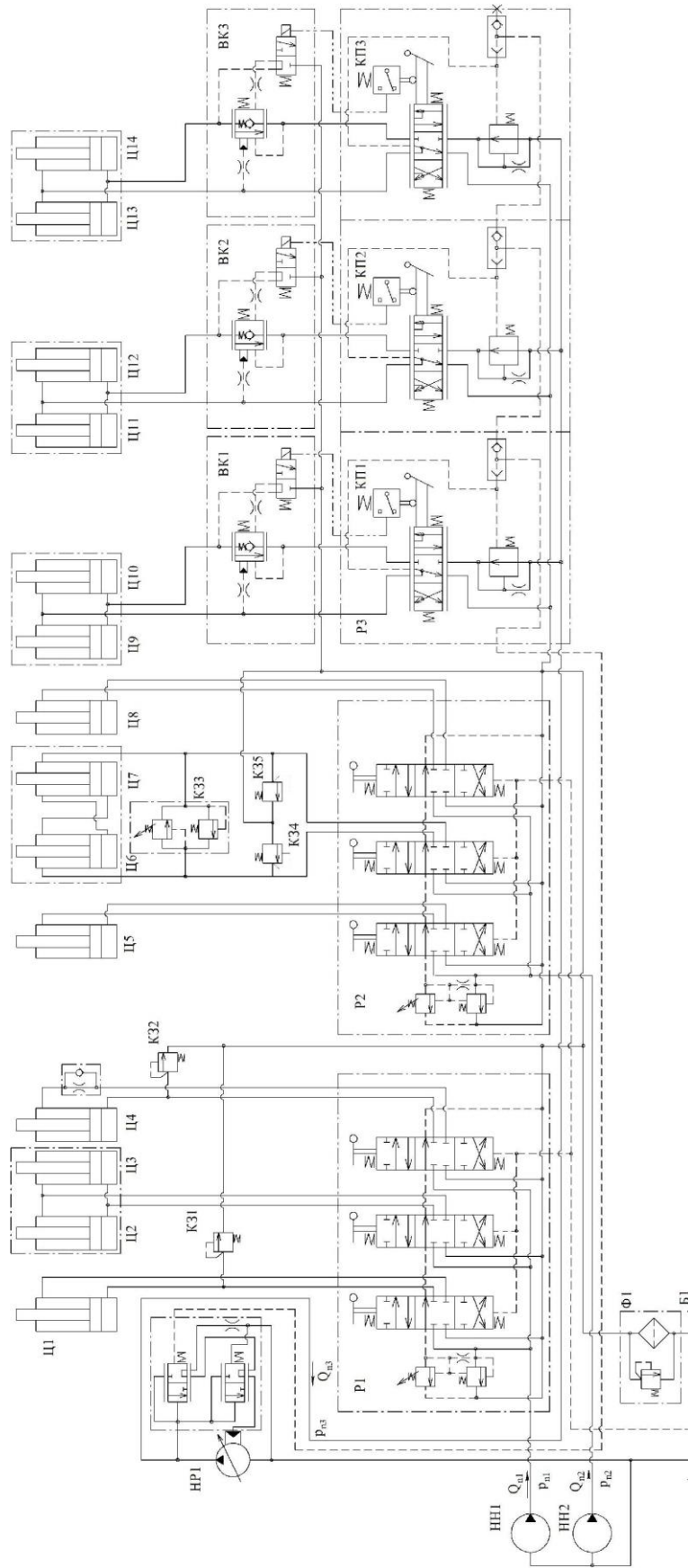


Рис. 5.1 Удосконалена гідросистема екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206»

Схема (див. рис. 5.1) включає два нерегульованих НН1, НН2 та один регульований НР1 насоси, два релейні Р1, Р2 та один пропорційні Р3 гідророзподільники, три врівноважувальних клапани ВК1...ВК3, гідроциліндри Ц1...Ц14, а також запобіжні клапани КЗ1...КЗ5, фільтр Ф1 та гідробак Б1. Додаткова інформація та технічні характеристики гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206» наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Умовні позначення та технічні характеристики елементів гідросистеми екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206»

Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
Б1	Гідробак	1	Об'єм 0,08 м ³
ВК1..ВК3	Врівноважувальний клапан	3	$p_n=20$ МПа, $Q_n=60$ л/хв
КЗ1..КЗ5	Запобіжний клапан Г77-24	6	$p_n=20$ МПа, $Q_n=60$ л/хв
КП1..КП3	Кінцевий перемикач V-15-1C25	3	$V=15$ В, $I_{max}=0,6$ А
НН1	Насос НШ 100	1	$p_n=20$ МПа, $Q_n=60$ л/хв
НН2	Насос НШ 50	1	$p_n=20$ МПа, $Q_n=60$ л/хв
НР1	Насос А10V40	1	$p_n=20$ МПа, $Q_n=60$ л/хв
Р1 та Р2	Розподільник Р100	2	$p_n=20$ МПа, $Q_n=60$ л/хв
Р3	Розподільник LVMD-DDD-21	1	$p_n=20$ МПа, $Q_n=80$ л/хв
Ц1	Гідроциліндр МЦ 125/63х140	1	$D_{ц}=125$ мм, $D_{ш}=63$ мм
Ц2..Ц14	Гідроциліндр МЦ 100/50х280	13	$D_{ц}=100$ мм, $D_{ш}=50$ мм
Ф1	Зливний фільтр RF А	1	$p_{max}=1$ МПа, $Q_{max}=150$ л/хв

Закріплені кінцеві перемикачі КП1...КП3 на золотниках гідророзподільника Р3 контролюють їх положення та забезпечують роботу сервозолотників врівноважувальних клапанів ВК1...ВК3. Сервозолотники спрацьовують при опусканні виконавчого органу. Під час опускання

забезпечується контроль цього процесу при мінімальних затратах енергії, виконавчі органи опускають під силова власної ваги.

5.2 Вплив переміщення екскаватора-навантажувача «БОРЕКС2206» на динамічні характеристики гідроприводу стріли

Для розробки багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача складено алгоритм розрахунку конструктивних параметрів врівноважувального клапана (див. додаток Л). Згідно алгоритму маючи початкові умови роботи фронтального навантажувача моделі «БОРЕКС 2206» розроблено розрахункову схему гідроприводу стріли (див. додаток М) фронтального навантажувача [74] з врівноважувальним клапаном.

Розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь (М.1–М.14) додаток М здійснено за таких початкових умов: $z(0) = 0$; $y(0) = 0$; $V(0) = 0$; $p_n(0) = 4,6 \cdot 10^6$ Па; $p_p(0) = 4,2$ МПа; $p_y(0) = 4$ МПа; $p_o(0) = 0,1$ МПа; $p_d(0) = 3,7$ МПа; $\gamma(0) = 0,05$ рад.

Результати розрахунків при режимах роботи для $Q_n = 20$ л/хв та $Q_n = 40$ л/хв показано на рис. 5.2.

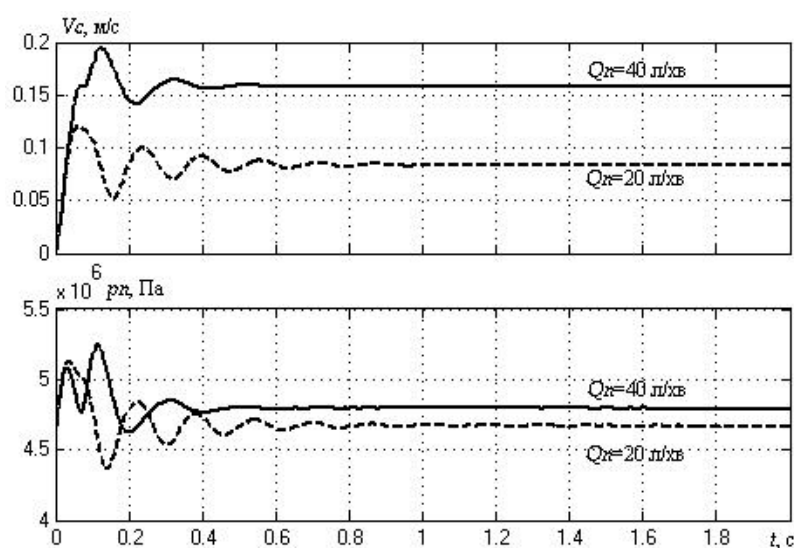


Рис. 5.2 Порівняння перехідних процесів при величині подачі $Q_n = 20$ та 40 л/хв

В додатку Н розраховано конструктивні параметри врівноважувального клапана для гідроприводу стріли фронтального навантажувача, де оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20\cdot 10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=18\cdot 10^{-3}\text{м}$, $H_y=4\cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=1\cdot 10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=37,5\%$, $\sigma(p_y)^*=28,9\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=1,3\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,73\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=8\%$, $\delta(V)^*=3,2\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=5330\text{Вт}$, $N(p_n)^*=877\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

В рівняння рівноваги моментів стріли фронтального навантажувача, за допомогою блоку Signal Builder, додано силу збурення F_o в центр маси вантажу для імітації дії зовнішніх чинників (див. рис. М1 додатку М).

На рис. 5.3 показано перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача під час дії сили збурення F_o , що змінюється за синусоїдальним законом з частотою 8 Гц.

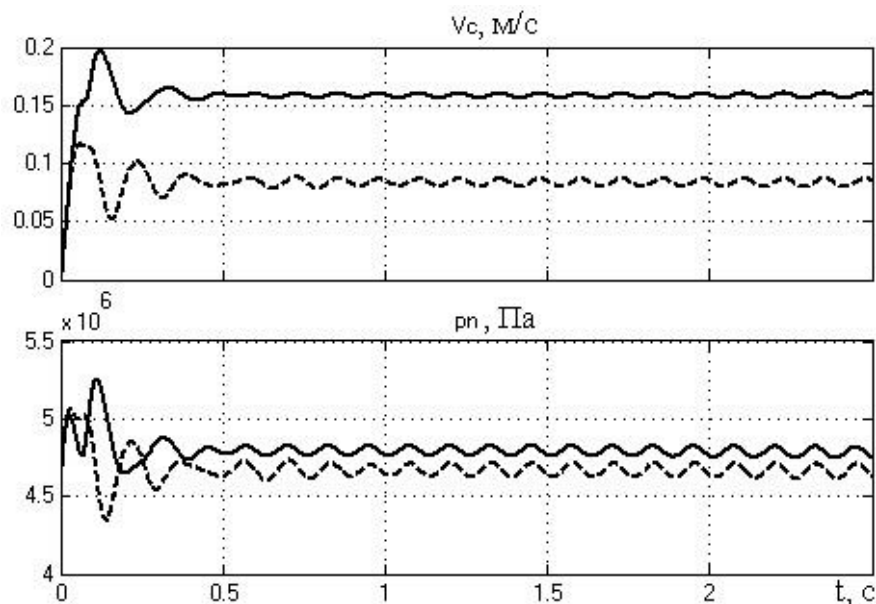


Рис. 5.3 Перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача під час дії синусоїдального сигналу в 8 Гц

На рис. 5.4 показано амплітудно-частотну характеристику

багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача. Резонансна частота для гідроприводу становить 40 Гц. Робоча зона гідроприводу (амплітуда змінюється в межах 15%) знаходиться до 30 Гц.

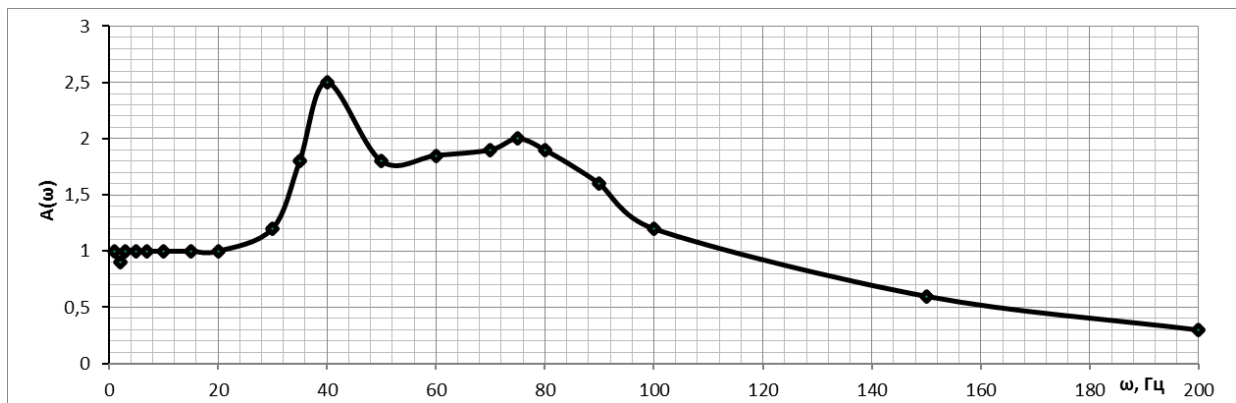


Рис. 5.4 Амплітудно-частотна характеристика багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача

На рис. 5.5 показано перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача під час дії сили збурення F_o , що змінюється за ступінчастим законом та імітує подолання перешкоди [100].

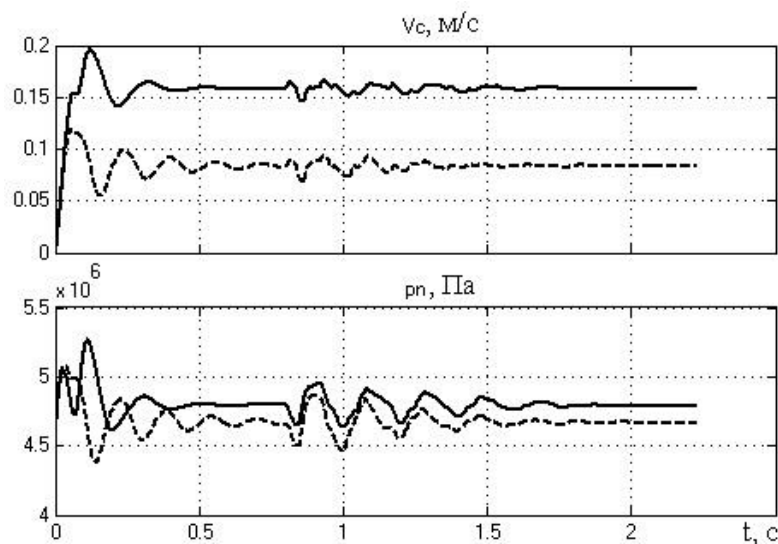


Рис. 5.5 Перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача під час подолання перешкоди

На рис. 5.6 показано перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача під час дії сили збурення F_o , що змінюється за законом коливання системи «пружина-демпфер» та імітує зупинку фронтального навантажувача [101].

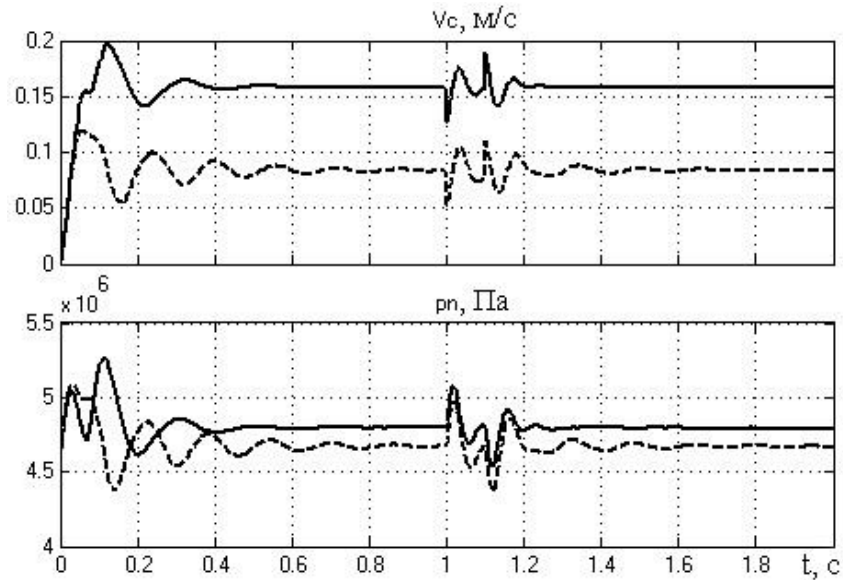


Рис. 5.6 Перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача під час його зупинки

Аналізуючи перехідні процеси від дії різних законів зміни сили збурення F_o маємо стійкі перехідні процеси в багаторежимному гідроприводі стріли фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном, а час перехідного процесу t_p не перевищує 1,3с.

5.3 Зменшення енергетичних втрат в гідроприводі фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206»

Гідропривод фронтального навантажувача працює в широкому діапазоні режимів роботи в залежності від виду виконання робіт. На рис. 5.7 та 5.8 показано графіки навантаження та швидкості руху виконавчого органу при роботі з щелепним ківшом та з навантажувальними вилами, відповідно.

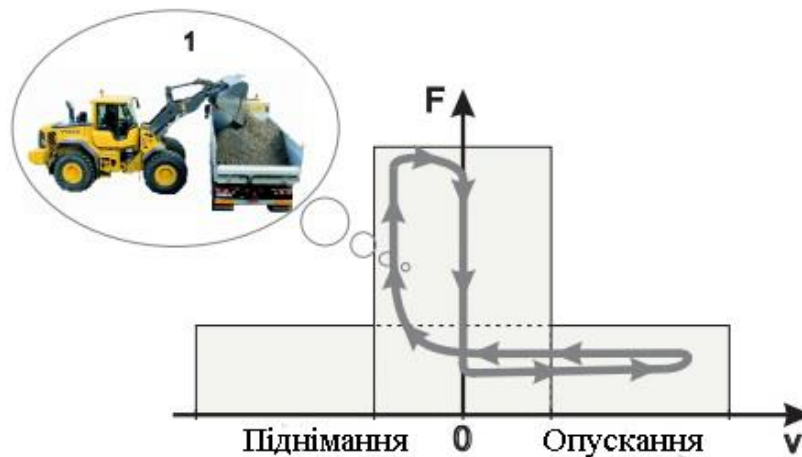


Рис. 5.7 Графік залежності навантаження та швидкості руху виконавчого органу фронтального навантажувача при роботі з щелепним ківшом

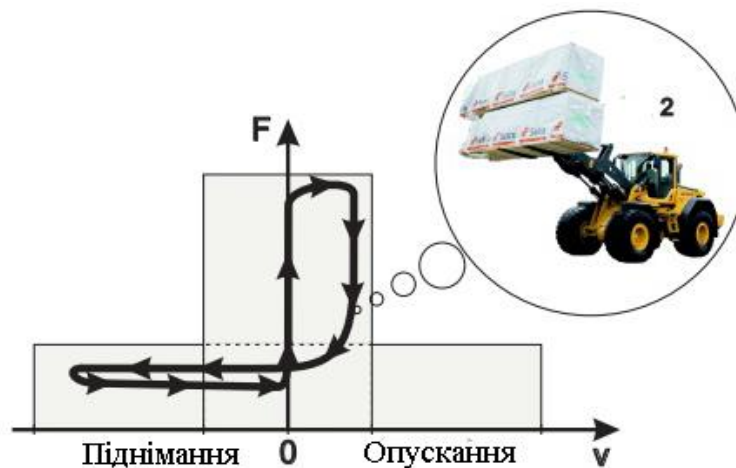


Рис. 5.8 Графік залежності навантаження та швидкості руху виконавчого органу фронтального навантажувача при роботі з навантажувальними вилами

Стріла фронтального навантажувача при роботі з щелепним ківшом завантажена та піднімається повільно для точного позиціонування ківша, а опускання розвантаженої стріли відбувається швидко з метою економії часу на холості ходи (див. рис. 5.7). При роботі фронтального навантажувача з навантажувальними вилами режим роботи абсолютно протилежний попередньому (див. рис. 5.8). Виконання гідроприводом фронтального навантажувача цих робіт та забезпеченні високого коефіцієнту корисної дії є актуальною задачею.

Аналіз економічної ефективності під час роботи фронтального навантажувача з щелепним ківшом на основі базової (див. рис. 1.2) та удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача проведено для екскаватора-навантажувача моделі «БОРЕКС 2206». Оцінку економічної ефективності виконаємо за рахунок економії енергії під час роботи фронтального навантажувача.

На рис. 5.9 показано робочий цикл базової гідросистеми фронтального навантажувача під час завантаження матеріалів. Робочий цикл $T_{\Sigma 1}$ на рис. 5.9 включає завантаження щелепного ківша (період циклу T_1 , що відповідає за холосту роботу гідроприводу за рахунок наїзду фронтального навантажувача на завантажувальні матеріали), піднімання щелепного ківша з вантажем (період циклу T_2), піднімання завантаженої стріли (період циклу T_3), під'їзд до місця розвантаження (період циклу T_4 , знову холоста робота системи керування), відкриття щелепного ківша (період циклу T_5), закриття щелепного ківша (період циклу T_6), одночасний від'їзд та опускання стріли без вантажу (період циклу T_7) та опускання щелепного ківша (період циклу T_8), після якого цикл повторюється.

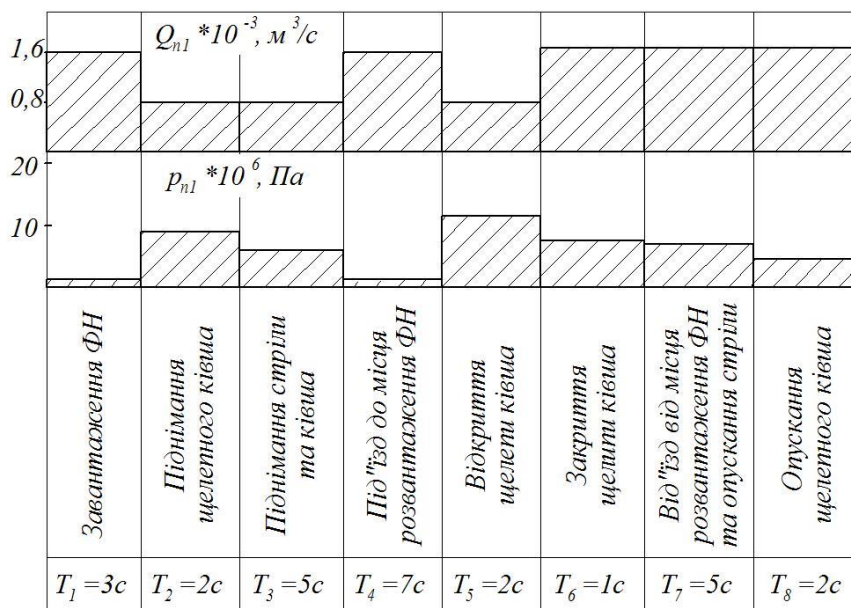


Рис. 5.9 Робочий цикл базової гідросистеми фронтального навантажувача (ФН)

На рис. 5.9 також показано зміну величини тиску p_{n1} на виході нерегульованого насоса та його подачу Q_{n1} в робочому циклі $T_{\Sigma 1}$. Значення тисків та подачі взяті із наукових робіт [99, 102]. Під час виконання робіт для періодів циклів T_1 та T_4 величина тиску p_{n1} досягає максимальних значень, що зумовлено перекачуванням робочої рідини від насоса через запобіжно-переливний клапан одразу в гідробак. Подача насоса Q_{n1} робочої рідини під час завантаження фронтального навантажувача є мінімальною, а при роботі з розвантаженими виконавчими органами – максимальною.

На рис. 5.10 показано робочий цикл удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача під час аналогічного завантаження матеріалів. Тому, робочий цикл $T_{\Sigma 2}$ включає аналогічні періоди циклу (див рис. 5.9), як для базової гідросистеми фронтального навантажувача. На рис. 5.10 показано зміну величини тиску p_{n2} на виході регульованого насоса та його подачу Q_{n2} в робочому циклі $T_{\Sigma 2}$. Значення тисків та подачі взяті із математичної моделі [61].

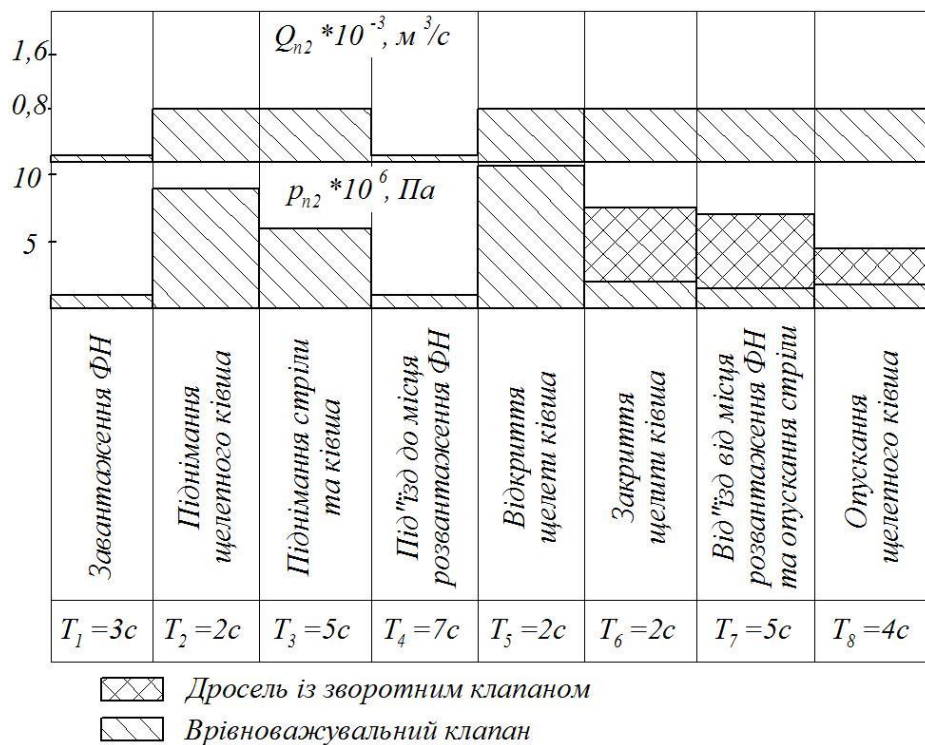


Рис. 5.10 Робочий цикл удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача (ФН)

Для удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача максимальне значення величини тиску p_{n2} відповідає найбільш завантаженим періодам циклу T_2 та T_3 . Подача Q_{n2} регульованого насоса є максимальною на усьому робочому циклі, крім холостих режимів роботи, щоб забезпечити високу продуктивність. Мінімальне значення подачі Q_{n2} регульованого насоса відповідає періодам роботи T_1 та T_4 . За рахунок меншої подачі Q_{n2} регульованого насоса від подачі Q_{n1} нерегульованого насоса період циклу T_6 та T_8 є довшим в 2 рази.

Сумарна втрата продуктивності на одному робочому циклі складає 3с за рахунок вдвічі меншої подачі регульованого насоса. Проте, встановлений врівноважувальний клапан в удосконалену гідросистему фронтального навантажувача має високу ступінь герметичності (до 0,53 мл/хв). Тому під час перевезення вантажу не буде мати місце просідання стріл.

За рахунок встановлення врівноважувального клапана маємо менші показники величини тиску під час розвантаження матеріалів (періоди циклу T_6 - T_8). На рис. 5.10 також вказано величини тисків під час розвантаження для гідросистеми фронтального навантажувача без врівноважувальних клапанів, та з використанням дроселів із зворотними клапанами.

Загальні тривалість одного робочого циклу для базової гідросистеми фронтального навантажувача $T_{\Sigma 1}=27\text{с}$, а для удосконаленої – $T_{\Sigma 2}=30\text{с}$.

Зменшення втрат енергії в робочому циклі за рахунок введення удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача знаходимо за формулою:

$$\Delta E = E_1 - E_2, \quad (5.11)$$

де E_1, E_2 – енергії затрачені на один робочий цикл для базової та удосконаленої гідросистем фронтальних навантажувачів, відповідно.

$$E_g = \sum_{j=1}^8 Q_{ng} \cdot p_{ng} \cdot T_{gj}, \quad (5.12)$$

де g – індекс базової або удосконаленої гідросистем фронтального навантажувача, j – номер періоду циклу.

$$\begin{aligned} E_1 &= 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 3 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 5 + \\ &+ 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 7 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 11,5 \cdot 10^6 \cdot 2 + 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5 \cdot 10^6 \cdot 1 + 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^6 \cdot 5 + \\ &+ 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5 \cdot 10^6 \cdot 2 = 167,855 \cdot 10^3 (\text{Дж}); \\ E_2 &= 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 3 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 5 + \\ &+ 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 7 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 11,5 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 5 + \\ &+ 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,8 \cdot 10^6 \cdot 4 = 72,76 \cdot 10^3 (\text{Дж}); \\ \Delta E &= (167,855 - 72,76) \cdot 10^3 = 95,095 \cdot 10^3 (\text{Дж}), \text{ або } 56,7\%. \end{aligned}$$

Розрахуємо економію кількості пального за робочий цикл:

$$\Delta m = \frac{\Delta E}{\eta \cdot c} = \frac{95,095 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 42,624 \cdot 10^6} = 0,00558 (\text{кг}), \quad (5.13)$$

де η – коефіцієнт корисної дії дизельного двигуна, c – теплота згоряння 1 кг дизельного пального.

Економія пального за рік:

$$\Delta M = \frac{\Delta m \cdot n_T \cdot N_d}{\rho_n} = \frac{0,00558 \cdot 990 \cdot 250}{0,75} = 1841 (\text{кг}), \quad (5.14)$$

де n_T – кількість робочих циклів за зміну (8 годин роботи) при завантаженні 90 машин, N_d – кількість робочих днів в році, ρ_n – питома густина дизельного пального.

Враховуючи вартість дизельного пального розрахуємо очікуваний річний економічний ефект для впровадженої удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача з врівноважувальним клапаном:

$$\Delta C = \Delta M \cdot C_n = 1841 \cdot 22,80 = 41965(\text{грн}), \quad (5.15)$$

де C_n – вартість дизельного пального.

Розрахуємо затрати енергії для удосконаленої гідросистеми фронтального навантажувача, що містить дросель із зворотним клапаном замість врівноважувального клапана:

$$\begin{aligned} E_2^* = & 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 3 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 5 + \\ & + 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 7 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 11,5 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5 \cdot 10^6 \cdot 2 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^6 \cdot 5 + \\ & + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5 \cdot 10^6 \cdot 4 = 112,2 \cdot 10^3 (\text{Дж}). \end{aligned}$$

Економія енергії за рахунок встановлення врівноважувального клапана замість дроселя із зворотним клапаном становить до 35%. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$\Delta E^* = E_2^* - E_2 = (112,2 - 72,76) \cdot 10^3 = 39,44 \cdot 10^3 (\text{Дж}). \quad (5.16)$$

Річний економічний ефект при встановленні врівноважувального клапана замість дроселя із зворотним клапаном розраховуємо на основі формул (5.13-5.15):

$$\Delta C = \frac{\Delta E^* \cdot \eta_T \cdot N_d}{\eta \cdot c \cdot \rho_n} \cdot C_n = \frac{39,44 \cdot 10^3 \cdot 990 \cdot 250}{0,4 \cdot 42,624 \cdot 10^6 \cdot 0,75} \cdot 22,80 = 17404(\text{грн}). \quad (5.17)$$

5.4 Висновки

1. Розроблено удосконалену гідросистему фронтального навантажувача на базі екскаватора-навантажувача «БОРЕКС 2206», що включає врівноважувальні клапани та регульований насос із регуляторами подачі. Удосконалена гідросистема фронтального навантажувача забезпечує зменшення енергетичних втрат при багаторежимній експлуатації гідроприводів.

2. Розраховано конструктивні параметри врівноважувального клапана для гідроприводу стріли фронтального навантажувача, де оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20\cdot 10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=18\cdot 10^{-3}\text{м}$, $H_y=4\cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=1\cdot 10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=37,5\%$, $\sigma(p_y)^*=28,9\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=1,3\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,73\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=8\%$, $\delta(V)^*=3,2\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=5330\text{Вт}$, $N(p_n)^*=877\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

3. В удосконаленій гідросистемі фронтального навантажувача під час холостого режиму роботи регульований насос багаторежимного гідроприводу забезпечує зменшення втрат енергії до 10% за рахунок мінімальної подачі при малому тиску в напірній гідролінії. Забезпечено величину тиску керування опусканням виконавчого органу до 3МПа за рахунок використання оригінальної конструкції врівноважувального клапана, що суттєво зменшує втрати енергії в робочому режимі із супутнім навантаженням.

4. Досліджено вплив зупинки та подолання перешкоди фронтальним навантажувачем на роботу гідроприводу стріли. Отримано стійкі перехідні процеси, а час перехідного процесу t_p не перевищує 1,3с.

5. Результати дисертаційної роботи впроваджені на ЗАТ «Левада» м. Вінниця та в навчальному процесі у Вінницькому національному технічному університеті. Використання в гідроприводі врівноважувальних клапанів замість дроселів із зворотними клапанами забезпечує зменшення затрат енергії на 35%. Економічний ефект використання врівноважувального клапана за рік становить 17404 грн на одну машину.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень даного розділу наведено в таких публікаціях:

1. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavska // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195–200.

2. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p.

3. Козлов Л. Г. Аналіз енергетичних втрат в системі керування гідроприводом фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик, В. П. Б. Мбуїм // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу схем гідросистем фронтальних навантажувачів та конструкцій гальмівних клапанів запропоновано нову схему багаторежимного гідроприводу з новою конструкцією врівноважувального клапана. Врівноважувальний клапан забезпечує в холостому та в робочому режимах із зустрічним навантаженням функцію самогерметизації гідрозамка, а в робочому режимі із супутнім навантаженням – функції стабілізації швидкості руху гідродвигуна та мінімізацію втрат потужності в гідроприводі.

2. Розроблено математичні моделі багаторежимного гідроприводу стріли, в яких враховано залежність гідродинамічної сили $F_{hd}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику, стохастичну залежність тензора моменту інерції $I_m=f(\varphi, m, \alpha, \beta, \gamma)$ для виконавчого органу та залежність величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан, що адекватно описує робочі процеси в гідроприводі стріли з ймовірністю 95% за критерієм Фішера.

3. Знайдено, що стійка робота гідроприводу стріли забезпечується в робочих режимах із зустрічним та супутнім навантаженнями при виборі параметрів основного золотника з діапазонів: діаметра лівого торця $d_{y2}=(15...18)\cdot 10^{-3}\text{м}$; попереднього стиснення пружини $H_y=(2...7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; жорсткості пружини $C_y=(1...2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$; коефіцієнту підсилення робочого вікна $K_y=(0,5...1,5)\cdot 10^{-3}\text{м}$, а також діаметра поршня $d_{y1}=(15...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; площі дроселів $f_d=(0,5...1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ та $f_b=(0,5...1,1)\cdot 10^{-6}\text{м}^2$.

4. Забезпечено точність стабілізації швидкості руху гідродвигуна гідроприводу з похибкою $\delta < 8\%$ та $\delta^* < 3\%$ при робочих режимах із зустрічним та супутнім навантаженнями за рахунок вибору параметрів врівноважувального клапана з діапазонів: $d_{y1}=(15...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2...7)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5...1,2)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(15...19)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $C_y=(2,25...2,5)\cdot 10^4\text{Н/м}$, що дозволяє підвищити керованість виконавчого органу фронтального навантажувача.

5. Розраховано діапазони параметрів врівноважувального клапана: $d_{y1}=(18...20)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_y=(2...5)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $K_y=(0,5...1,2)\cdot 10^{-3}\text{м}$; $d_{y2}=(16...19)\cdot 10^{-3}\text{м}$;

$C_y=(1...2,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $f_b=(0,5...0,7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_d=(0,5...1,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, при яких забезпечується час регулювання $t_p < 0,5 \text{ с}$ і перерегулювання $\sigma < 35\%$ в гідроприводі для робочого режиму із зустрічним навантаженням та час регулювання $t_p^* < 0,4 \text{ с}$ і перерегулювання $\sigma^* < 50\%$ в гідроприводі для робочого режиму із супутнім навантаженням, що зменшує навантаження на елементи гідроприводу.

6. Доведено, що в холостому режимі регульований насос багаторежимного гідроприводу забезпечує зменшення втрат енергії до 10% за рахунок мінімальної подачі при малому тиску в напірній гідролінії. Забезпечено величину тиску керування опусканням виконавчого органу до 3 МПа за рахунок використання оригінальної конструкції врівноважувального клапана, що суттєво зменшує втрати енергії в робочому режимі із супутнім навантаженням.

7. Визначено, що за рахунок запропонованої схеми врівноважувального клапана в холостому режимі роботи гідроприводу максимальні витoki через основний золотник складають 0,53 мл/хв для тиску від навантаження 5 МПа. Перевезення більших за масою вантажів забезпечує зменшення витоків робочої рідини до 0,1 мл/хв за рахунок клапанної конструкції основного золотника, що дозволяє утримувати виконавчий орган в робочій позиції протягом тривалого часу. Витoki робочої рідини через сервозолотник врівноважувального клапана не зафіксовано.

8. Встановлено нелінійну залежність швидкодії сервозолотника від навантаження на виконавчому органі. Час переключення t_s сервозолотника не перевищує 0,6 с, що забезпечує необхідну швидкодію гідроприводу.

9. Запропоновано комплексний критерій оптимізації параметрів врівноважувального клапана для оптимізації статичних, динамічних та енергетичних характеристик багаторежимного гідроприводу. Оптимальне сполучення параметрів врівноважувального клапана для гідроприводу стріли: $d_{y1}=20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $d_{y2}=18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $H_y=4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $K_y=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $f_d=f_b=0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma=11,1\%$, $\sigma^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p=0,6 \text{ с}$, $t_p^*=0,22 \text{ с}$, похибку стабілізації швидкості руху гідродвигуна $\delta=7,8\%$,

$\delta^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N=1340\text{Вт}$, $N^*=827\text{Вт}$, та дозволяє підвищити ефективність роботи гідроприводу за рахунок зменшення затраченої потужності та похибки стабілізації швидкості руху гідродвигуна в робочих режимах.

10. Результати дисертаційної роботи впроваджені на ЗАТ «Левада» м. Вінниця та в навчальному процесі у Вінницькому національному технічному університеті. Використання в гідроприводі врівноважувальних клапанів замість дроселів із зворотними клапанами забезпечує зменшення затрат енергії на 35%. Економічний ефект за рік становить 17404 грн на одну машину.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козлов Л.Г. Вимоги до гідросистем фронтальних навантажувачів / Л.Г. Козлов, О.В. Піонткевич, А.О. Іванов // Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування». – 2015. – 2 с. – Режим доступу: URL: <http://ctam.vntu.edu.ua/doc/57.pdf>
2. «Руководство по эксплуатации и паспорт буровой машины ЭЦУ-150», ООО «Дорэлектромаш». – 2007. – 41 с.
3. Форум по спецтехнике от Экскаватор.Ру: «Схемы экскаваторов-погрузчиков. Инструкции по эксплуатации, каталоги запчастей» – Режим доступу: <https://forum.exkavator.ru/showthread.php?t=14511>
4. «Руководство по эксплуатации погрузчика фронтального «БЕЛАРУС» 320ПО4», ОАО «Минский тракторный завод». – 2007. – 38 с. – Режим доступу: URL: <http://www.mtz-service.ru/320P04.pdf>
5. Каталог Hidromek Full Set Manual DVD: Parts Catalog, Hydraulic Circuit, Workshop Manual, Operating & Maintenance Manual, Electric Diagram [Електронний ресурс]. – 2007. Режим доступу: <https://www.autorepairmanuals.ws/threads/hidromek-full-set-manual-dvd.39042/>
6. Каталог Ponar Wadowice S. A.: Инструкция по обслуживанию [Електронний ресурс]. – 2015. – 6 с. Режим доступу: http://www.ponar-silesia.ru/download,2877,UZPHE6_ru.pdf
7. Каталог Bosch Rexroth A.G.: Mobile Hydraulics [Електронний ресурс]. – 2003. – 10 с. Режим доступу: http://www.airlinehyd.com/Images/Hydraulic/RexrothBosch/PDF/Mobile_Hydraulics_0910/MobileProducts/MobileControls/2_ValveModules/re27551_2003-06.pdf
8. Каталог Motion Control Valves: EATON Screw-In Cartridge Valves [Електронний ресурс]. – 2013. – 136 с. Режим доступу: http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_2143.pdf

9. Каталог OLEOSTAR Hydraulic Valves: Тормозные клапаны [Електронний ресурс]. – 2003. – 221 с. Режим доступа: http://www.hydront.ru/files/Overcenter_valves_RUS.pdf
10. Каталог BEIJING HUADE HYDRAULIC INDUSTRIAL GROUP [Електронний ресурс], 2004. – С. 49–55. Режим доступа: http://www.huade.com.br/catalogo/PDFS/VALVULAS_3/RE27551.pdf
11. Козлов Л. Г. Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів для гідросистем / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик // Матеріали XLVI науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 березня 2017 р., ВНТУ, – 2017. – 3 с.
12. Козлов Л. Г. Огляд конструкцій врівноважувальних клапанів [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступа: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/5313>
13. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження / Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич // Наукові нотатки. – 2013. – №. 40. – С. 118–123.
14. Torben O. A. Fluid power systems: Modelling and analysis / Ole Andersen Torben // Institute of Energy Technology, Aalborg University. – 2003. – 98 p.
15. Gunnarsson D. Implementation of a Pump Control System for a Wheel Loader Application / Daniel Gunnarsson, Emanuel Strid // Department of Management and Engineering, Linköping University. – 2007. – 119 p.
16. Alam Kh. Development and evaluation of hydraulic simulation model for wheel loader / Khairul Alam, S. Hee Park, C. Don Lee, S. Yong Yang // Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering 2009 (ICME2009) 26- 28 December 2009, Dhaka, Bangladesh. – 2009. – 6 p.

17. Рыбак А. Т. Моделирование и экспериментальные исследования гидромеханической системы со знакопеременной нагрузкой / А. Т. Рыбак, В. П. Жаров, Р. А. Фридрих // Вестник Донского государственного технического университета. – 2006. – Т. 6. – №. 1. – С. 17-25.
18. Musina L. S. Providing Cavitation-Free Operation of Hydraulic Systems under Passing Load in Hydraulic Actuator / L. S. Musina, D. V. Tselishev, V. A. Tselishev, S. Yu. Konstantinov, R. S. Musalimov // Modern Applied Science. – 2015. – Vol. 9. – №. 4. – P. 276–283.
19. Xu B. Safety brake performance evaluation and optimization of hydraulic lifting systems in case of overspeed dropping / B. Xu, M. Cheng, H. Yang, J. Zhang, M. Yang // Mechatronics. – 2013. – Vol. 23. – №. 8. – P. 1180-1190. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.10.005>
20. Kjellander M. B. Numerical and experimental study of motion control using pressure feedback / M. B. Kjellander, M. R. Hansen // 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power; June 3-5; 2013; Linköping; Sweden. – Linköping University Electronic Press, 2013. – № 092. – P. 337-345.
21. Bak M. K. Model based design of electro-hydraulic motion control systems for offshore pipe handling equipment / M. K. Bak // Faculty of Engineering and Science, University of Agder – 2014. – 162 p.
22. Andersen T. O. Evaluation of velocity control concepts involving counter balance valves in mobile cranes / T. O. Andersen, M. R. Hansen // 5-th International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Hangzhou, China. – 2001.
23. Liu, Z. Flow-valve modelling and wheel-slip control for an automotive hydraulic anti-lock braking system / Z. Liu, H. Jing, H. Chen // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2011. – № 225(12). – P. 1565-1577. <http://dx.doi.org/10.1177/0954407011411390>
24. Pedersen P. Strategies for stabilization of flow control systems with counter balance valves / P. Pedersen, M. E. Münzer // Proceedings of 2001 Drives and

Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power, London. 1996. – P. 32–39.

25. Буренніков Ю. А. Математичне моделювання просторового руху маніпулятора з урахуванням гідродинамічних процесів у гідророзподільнику мехатронного приводу [Текст] / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2014. - № 5. - С. 134-141.
26. Петров О. В. Математичне моделювання робочих процесів у гідроприводі, чутливому до навантаження, з довгими робочими гідролініями [Текст] / Петров О. В., Козлов Л. Г., Дусанюк Ж. П., Черниш А. В. // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – 2014. - №1. – С. 187-192.
27. Козлов Л. Г. Моделювання робочих процесів в гідроприводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л. Г. Козлов, Д. О. Лозінський // Вісник донецького університету, Сер. А: Природничі науки. – 2008. – С. 156–161.
28. Пат. 5,676,169 US, МПК F15B 13/04. Counterbalance valve / M. T. Landrum. заявл. 24.01.1996; опубл. 14.10.1997.
29. Пат. 1.561.867 EU, МПК E02F 9/22, E02F 3/627. Safety system in a hydraulic apparatus for controlling a front loader of a work machine for use in load lifting and holding operations / E. Regglo. заявл. 06.02.2004; опубл. 02.02.2005.
30. Пат. 13/657.334 US, МПК F15B 13/01. Dynamically adjusting counterbalance valve / F. G. Grawunde. заявл. 22.10.2012; опубл. 12.09.2013.
31. Пат. 4.244.275 US, МПК F15B 13/042. Counterbalance valve / R. Smilges. заявл. 15.01.1979; опубл. 13.01.1981.
32. Пат. 4.223.693 US, МПК F15B 13/042. Counterbalance valve / C. Kosarzecki. заявл. 27.01.1978; опубл. 23.09.1980.

33. Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – № u201511543; заявл. 23.11.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с.
34. Струтинський В. Б. Адаптивний регулятор на основі нейромереж для мехатронної гідросистеми мобільної машини [Текст] / В. Б. Струтинський, Л. Г. Козлов //Збірник праць Всеукраїнської наукової конференції з міжнародною участю „Нейросітьові технології і їх застосування”.– Краматорськ: ДГМА. – 2013. – С. 83-95.
35. Губарев О. П. Адаптація логіки керування пневматичним виконавчим модулем мехатронної системи [Текст] / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – 2016. -№ 41(1213). – С. 32 –38.
36. Гідропривод з пружно-гідравлічним дозуванням рідини / О. П. Губарев [та ін.] // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2018. – № 17 (1293). – С. 25-33.
37. Башта Т. М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение. – 1974. – 607 с.
38. Бочаров В. П. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки: Навчальний посібник / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський, [и др.]. – К. : «НАУ-друк», 2011. – 472 с.
39. Токарь И. Я. Влияние параметров системы управления на динамику насоса переменной производительности / И. Я. Токарь, М. М. Тумаркин, М. М. Шкловский // Вестник машиностроения. – 1980. – № 9. – С. 12–16.
40. Нейман В. Г. Гидроприводы авиационных систем управления / В. Г. Нейман. – М. : Машиностроение, 1973. – 200 с.
41. Буренніков Ю. А. Огляд електрогідравлічних систем керування насосами змінної продуктивності [Текст] / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В.

- Репінський // Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». – 2016. – № 2(235). – С. 202–206.
42. Буренніков Ю. А. Моделювання системи керування насосом змінної продуктивності за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – 2006. – № 1(5). – С. 89–93.
 43. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням / Л. Г. Козлов // Дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук.–Вінниця. – 2000. – 320 с.
 44. Губарев А. П. Структурно-модульный синтез цикловых систем гидро- и пневмопривода: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.03 / Национальный технический ун-т Украины «Киевский политехнический ин-т». – К., 2004. – 381 с.
 45. Цибрій Ю. О. Інженерна методика вибору раціональних геометричних параметрів мембранних приводів мехатронних систем на основі дослідження напружено-деформованого стану / Ю. О. Цибрій, Г. Г. Грабовський, П. Л. Носко, О. В. Башта, С. В. Федорчук, О. В. Герасимова // Науково-технічний журнал «Проблеми тертя та зношування». – 2018. – №3(80). – С. 51-55.
 46. Тарасенко Т. В. Механизм возникновения кавитации в аксиально-поршневом насосе / Т. В. Тарасенко, В. Н. Бадах, В. Г. Романенко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2015. – №3 (49). – С. 24–30.
 47. Цибрій Ю.О. Аналіз напружено-деформованого стану мембрани гідравлічного мембранного механізму приводу витягування з зливку кристалізатора / Ю.О. Цибрій, Г.Г. Грабовський, П.Л. Носко. // Проблеми тертя та зношування. – 2017. – №3. – С. 108 – 114.
 48. Тарасенко Т. В. Кавітаційне витікання рідини через дросельний пристрій / Т.В. Тарасенко, В.М. Бадах // Mechanics and Advanced Technologies. – 2017. – № 3 (81). – С. 82-91. – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2017.81.117480>

49. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода / Е. И. Абрамов. – К: «Техника», – 1969. – 320 с.
50. Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М: Машиностроение, –1990. – 272 с.
51. Burennikov Yu. A. Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based on computer simulation of hydrodynamic processes / Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, O.V. Petrov . Buletinul institutului politehnic din iasi. – Tomul LX (LXIV), fasc. 3-4, – 2014. – P. 89 – 97.
52. Пузанов А. В. Расходно-перепадные характеристики золотниковых распределителей и характеристики сил / А. В. Пузанов, И. Н. Холкин //ОАО «СКБ ПА».
53. Козлов Л. Г. Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич // XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. : тези доп. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – С. 134–136.
54. Поліщук Л. К. Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – №. 2. – С. 37–47.
55. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М: Машиностроение. – 1972. – 320 с.
56. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин: дис. ... д-ра техн. наук. : 05.02.02 – Машинознавство / Л. Г. Козлов. – Київ, 2015. – 421 с.

57. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2: – С. 68– 76.
58. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p.
59. Иванов М. Е. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, В. А. Пишенин, И. В. Коц. – М: Машиностроение. – 1977. – 174 с.
60. Симанин Н. А. Гидравлика: Учебник / Н. А. Симанин, И. И. Сазанов. Пенза, Из.: ПГТА. – 2012. – 267 с.
61. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskas // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНИКА 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195–200.
62. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ : ЗАТ «Тираж – 51», 2005. – 530 с.
63. Струтинський В.Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем: Підручник. – Житомир: ЖДТУ, 2005. – 635 с.
64. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням / Л. Г. Козлов // Дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук.–Вінниця. – 2000. – 320 с.
65. Репінський С. В. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження: монографія / С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков. – Вінниця: ВНТУ. –2016. – 200 с.
66. Sorensen J. K. Numerical and experimental study of a novel concept for hydraulically controlled negative loads / J. K. Sorensen, M. R. Hansen, M.

- K.Ebbesen // *Modeling, Identification and Control*. – 2016. - № 34(4). –P. 195-211. DOI: 10.4173/mic.2016.4.1
67. Ritelli, G. F. Energetic and dynamic impact of counterbalance valves in fluid power machines / G. F. Ritelli, A. Vacca // *Energy conversion and management*. – 2013. - № 76 – P. 701-711. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.08.021
 68. Jalayeri E. A throttle-less single-rod hydraulic cylinder positioning system: Design and experimental evaluation / E. Jalayeri, A. Imam, Z. Tomas, N. Sepehri // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2015. - № 7(5). – P. 1–14. DOI: 10.1177/1687814015583249
 69. Буренніков Ю. А. Оптимізація конструктивних параметрів комбінованого регулятора подачі аксіально-поршневого регульованого насоса / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, О. В. Поліщук // *Промислова гідравліка і пневматика*. – 2012. – № 1(35). – С. 73–77.
 70. Козлов Л. Г. Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження мобільних робочих машин / Л. Г. Козлов, Л. В. Крещенецький, О. В. Петров // *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. – 2007. – № 36. – С. 74–76.
 71. Буренніков Ю. А. Оптимізація гідророзподільника для гідроприводів з пропорційним електрогідравлічним регулюванням / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, Д. О. Лозінський // *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. – 2010. – №. 6. – С. 225–229.
 72. Піонткевич О. В. Схеми гідроприводів мобільних машин, які працюють при знакозмінному навантаженні / О. В. Піонткевич // *Матеріали ХІІ Науково-технічної конференції ВНТУ, Вінниця*. – ВНТУ, 2012.
 73. Петров О. В. Вплив параметрів системи керування на характеристики гідроприводу чутливого до навантаження під час роботи в режимі захисту від перевантаження [Електронний ресурс] / О. В. Петров // *Матеріали ХLVI науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 22-24*

- березня 2017 р. - Електрон. текст. дані. - 2017. - Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2017/paper/view/2959>
74. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця: Вісник машинобудування та транспорту. – 2015. – № 2. – С. 83 – 90.
 75. Піонткевич О. В. Вплив параметрів гальмівного клапана на динамічні характеристики гідропривода / О. В. Піонткевич // II Міжнародна науково-практична Інтернет-конференція "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи", ВНТУ. – 2016. – 3 с.
 76. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість гідроприводу стріли фронтального навантажувача / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А. О. Іванов, Т. А. Іванчук // XLV Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту, ВНТУ. – 2016. – 3 с.
 77. Козлов Л. Г. Дослідження статичних і динамічних характеристик систем керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів [Електронний ресурс]. / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – №. 3. – 6 с. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/416>
 78. Каталог Продукция ООО «Гидроаппаратура» / Привод гидрораспределителя РЕ 10.3...УХЛ2 с разъемом типа «автомобильный» [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://gidroapp.com.ua/products-catalog/privod-gidroraspredelatelya-re-10-3/privod-gidroraspredelatelya-re-10-3-uxl2-s-razemom-tipa-avtomobilnyj>
 79. Петров О.В. Дослідження гідравлічних втрат тиску у тривимірних моделях гідроагрегатів за допомогою комп'ютерного моделювання гідродинамічних процесів у CAD/CAE-системі [Текст] / О. В. Петров, С. І. Сухоруков, П. О. Печенкін, О. О. Павлюк. Промислова гідравліка і пневматика. Вінниця, – 2012. – №1 (35). – С. 78 – 80.

80. Feldermann A. Determination of hydraulic losses in radial cylindrical roller bearings using CFD simulations / A. Feldermann, D. Fischer, S. Neumann, G. Jacobs // *Tribology International*. – 2017. - № 113. – P. 245 –251. DOI: 10.1016/j.triboint.2017.03.020
81. Valdés J. R. A methodology for the parametric modelling of the flow coefficients and flow rate in hydraulic valves / J. R. Valdés, J. M. Rodríguez, J. Saumell, T. Pütz // *Energy Conversion and Management*. – 2014. - № 88. – P. 598–611. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.08.057
82. Valdes J. R. Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve / J. R. Valdes, J. M. Rodríguez, R. Monge, J. C. Peña, T. Pütz // *Energy conversion and management*. – 2014. - № 78. – P. 776–786. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.11.038
83. Большаков В. П. Основы 3D-моделирования. Изучаем работу в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor / В. Большаков, А. Бочков // Издательский дом "Питер", 2013. – 304 с.
84. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – М.: Диалог, 2003. – 236 с.
85. Бабичев А. П. Физические величины: Справочник / А. П. Бабичев, Н. А. Бабушкина, А. М. Братковский. — М.: Энергоатомиздат. – 1991. — 1232с.
86. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на швидкодію механотронного гідропривода / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // *Матеріали XI Міжнародної конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)»*. – 2012. – С. 198–199.
87. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість та швидкодію гідропривода з електрогідравлічним керуванням / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*. – 2013. – С. 29–33.
88. Поліщук Л. К. Вплив характеристик адаптивної системи керування на динамічні процеси в гідроприводі конвеєра / Л. К. Поліщук, О. В.

- Піонткевич, О. О. Коваль // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" - 26-29 квітня, м. Чернігів, 2016 р. - С. 183-184.
89. Polishchuk L. Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 2. – №. 8 (80). – С. 22–29.
 90. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи [Текст]: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця: ВНТУ. – 2013. – 273 с.
 91. Поліщук Л. К. Вибір параметрів механічної системи конвеєра для зменшення динамічних навантажень в гідроприводі [Текст] / Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ: НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 139–141.
 92. Polishchuk L. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. Polishchuk, O. Piontkevych // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 307–311.
 93. Сергєєв С. Г. Про енергетичні втрати в мобільних машинах типу навантажувача «БОРЕКС 2271» [Текст] / С. Г. Сергєєв, Л. Г. Козлов, М. М. Харченко, Д. О. Лозінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2009. – № 4. – С. 113–119.
 94. Козлов Л. Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника [Текст] / Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – № 2(36). – С. 77–80.
 95. Піонткевич О. В. Гідроманіпулятор з мехатронною системою керування [Електронний ресурс] / О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко, А. В. Зінченко

- ; наук. керівник Л. Г. Козлов // Матеріали XLII Науково-технічної конференції ВНТУ, Вінниця, 21-22 березня 2013 р. – Електрон. текст. дані. – 2013. – Режим доступу : http://conf.vntu.edu.ua/allvntu/2013/inmt/txt/piontke_vych.pdf.
96. Піонткевич О. В. Визначення ступеня герметичності багатофункціонального гальмівного клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 118–119.
 97. Козлов Л. Г. Експериментальний стенд для визначення характеристик гідроприводів з пропорційним керуванням [Текст] / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, С. М. Лозовський [та ін.] // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – № 4(42). – С. 74–78.
 98. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve [Текст] / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D. D. Ubidia Rodrigues // Тези доповідей II-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідро- та пневмоприводи машин», м. Вінниця, 15-16 листопада 2016 р. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – С. 119–120.
 99. Аналіз енергетичних втрат в системі керування гідроприводом фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик, В. П. Б. Мбуїм // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>.
 100. Кузьо І. В. Реалізація математичних моделей вертикальних коливань колісної машини засобами Matlab/Simulink / І. В. Кузьо, О. В. Житенко, Г.

- В. Костельницька // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 84–88.
101. Богомолов В. А. Модели колебаний кузова автомобиля в процессе торможения / В. А. Богомолов, В. А. Гелло // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2011. – №. 54. – С. 159–164.
102. Маслов В. И. Исследование нагруженности и характеристики гидросистемы экскаватора / В. И. Маслов, В. В. Безхутрый, В. Я. Сторчак // Договор Д84/209 с Бородянским экскаваторным заводом. Лаборатория испытания гидроприводов. (Отчёт о научно-исследовательской работе) – 1992г. – 65С.
103. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / . Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Методика розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана

Першим етапом для розрахунку гідродинамічної сили та розв'язання задачі числового моделювання є створення тривимірної моделі врівноважувального клапана. Для цього використовуємо CAD систему, наприклад, КОМПАС 3D (див. рис. 3.1).

Тривимірна модель врівноважувального клапана враховує технологічні розточки, фаски та з'єднання деталей. Елементи деталей впливають на побудову тривимірної моделі каналів (див. рис. А.1), де моделюється течія робочої рідини. В основному на будову тривимірної моделі каналів впливало позиціонування основного золотника в корпусі врівноважувального клапана при різних початкових умовах.

Побудову тривимірної моделі врівноважувального клапана виконано для робочих режимів із зустрічним та супутнім навантаженнями (див. таблиці А.1 та А.2). Початкові умови для режимів роботи були розраховані під час розв'язання математичних моделей [74, 75].

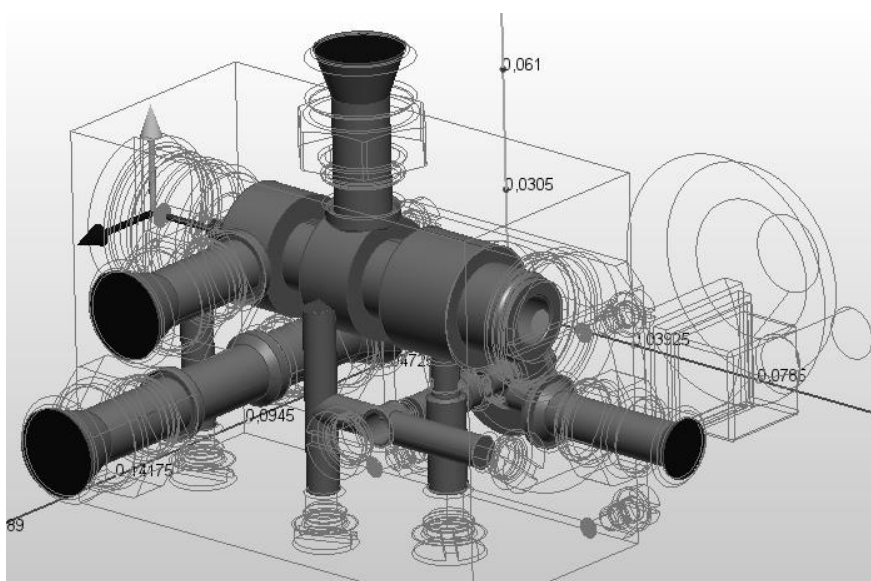


Рис. А.1 Канали врівноважувального клапана в програмі Autodesk Simulation CFD

Другим етапом методики розрахунку гідродинамічної сили є налаштування умов розрахунку. Цей етап включає вибір матеріалів усіх елементів тривимірної моделі, побудову розрахункової сітки та задання параметрів течії робочої рідини.

Autodesk Simulation CFD має вбудовану бібліотеку матеріалів. Обираємо матеріал «Гидравлическое масло ISO VG 32 (10W)», що відповідає оливі індустріальній I-30A за ГОСТ 20799-88, для тривимірної моделі каналів врівноважувального клапана як на рис. А.2. Для деталей врівноважувального клапана вказуємо матеріал «Сталь».

Для побудови розрахункової сітки використано «Автоматический размер», який створив приблизно 130 тисяч елементів. Збільшення кількості елементів сітки до 1300000 штук виконано функцією «Локальный размер сети».

На рис. А.3 показано задання параметрів течії робочої рідини за допомогою кнопки панелі інструментів «Граничные условия». Для входів та виходів каналів врівноважувального клапана задавалися параметри величини подачі робочої рідини та тисків згідно таблиць А.1 та А.2 .

Рис. А.2 Вибір матеріалу для тривимірної моделі каналів (робочої рідини) врівноважувального клапана

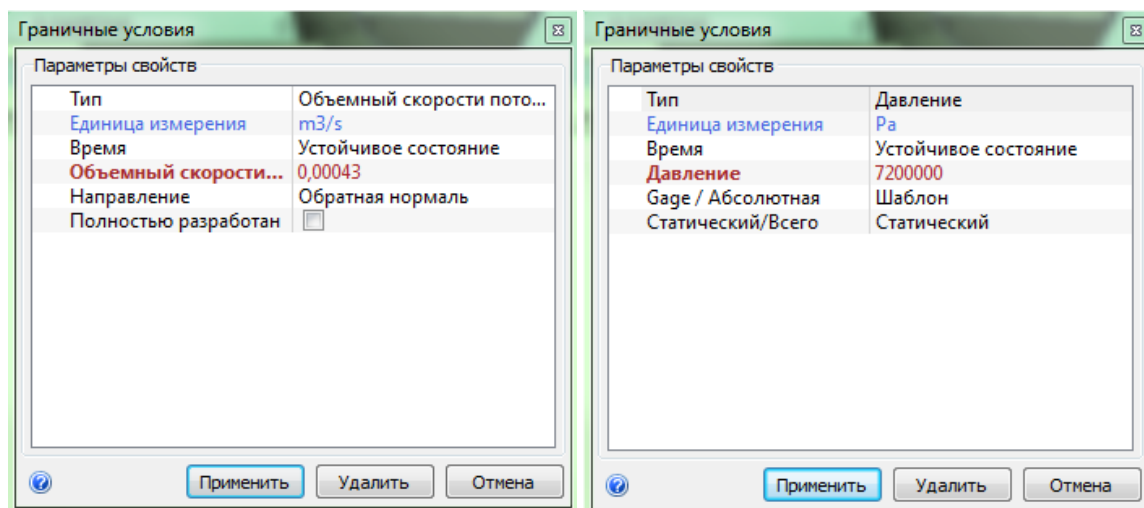


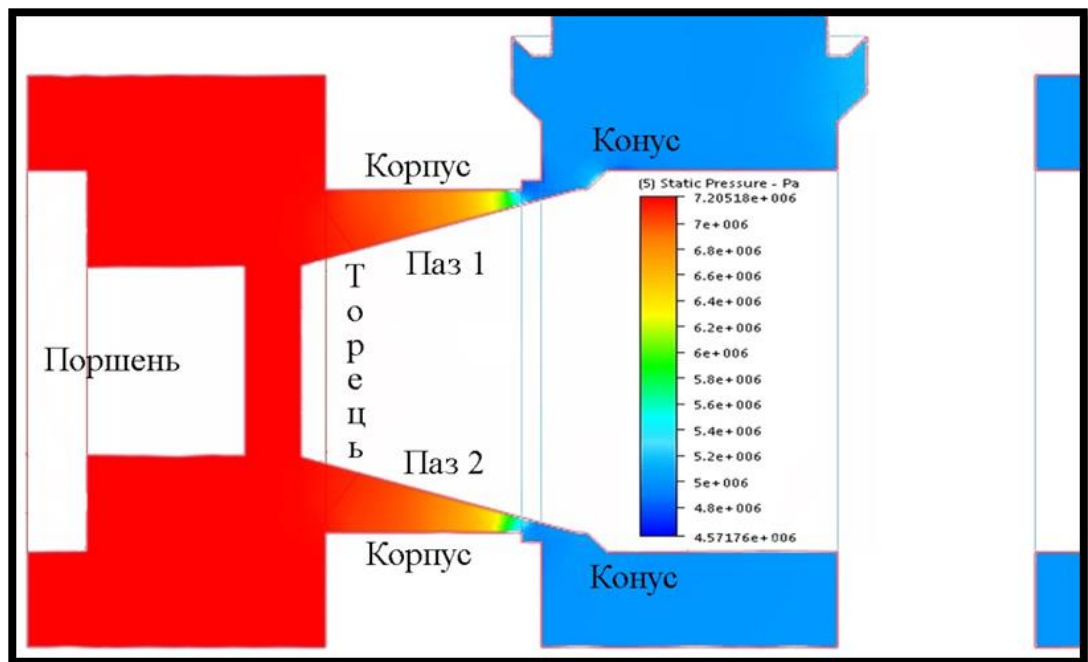
Рис. А.3 Задання граничних умов для розрахунку

Третім етапом методики розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана є імітаційне математичне моделювання. Запускаємо процес математичного моделювання за допомогою кнопки панелі інструментів «Расчёт». При цьому обираємо в діалоговому вікні режим рішення «Устойчивое состояние», що відповідає розрахунку течії робочої рідини усталеного потоку.

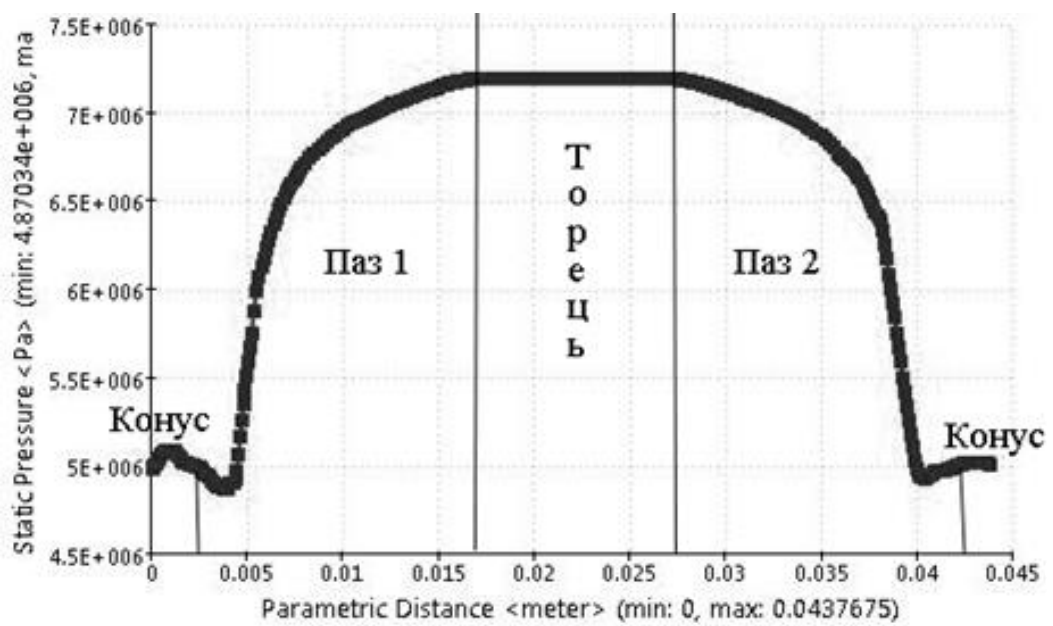
Розрахунок виконується шляхом розв’язання тривимірних рівнянь Нав’є-Стокса. При цьому використовуємо за замовчуванням модель турбулентності k-epsilon, що характерна для розв’язання подібних задач.

Четвертий етап – обробка результатів моделювання. Із рис. 2.11 та 2.14 видно, що при роботі врівноважувального клапана із зустрічним та супутнім навантаженням на торець його основного золотника діє нерівномірно розподілений тиск. Основне місце впливу – це пази та конус, як показано на перерізах каналу робочої рідини, що проходить через врівноважувальний клапан рис. А.4, а та А.5, а.

Для виконаних перерізів каналу робочої рідини, що проходить через врівноважувальний клапан розраховано розподіл тисків (див. рис. А.4, б, А.5, б), що діють на поверхні основного золотника, за допомогою кнопки інструментальної панелі «График XY».

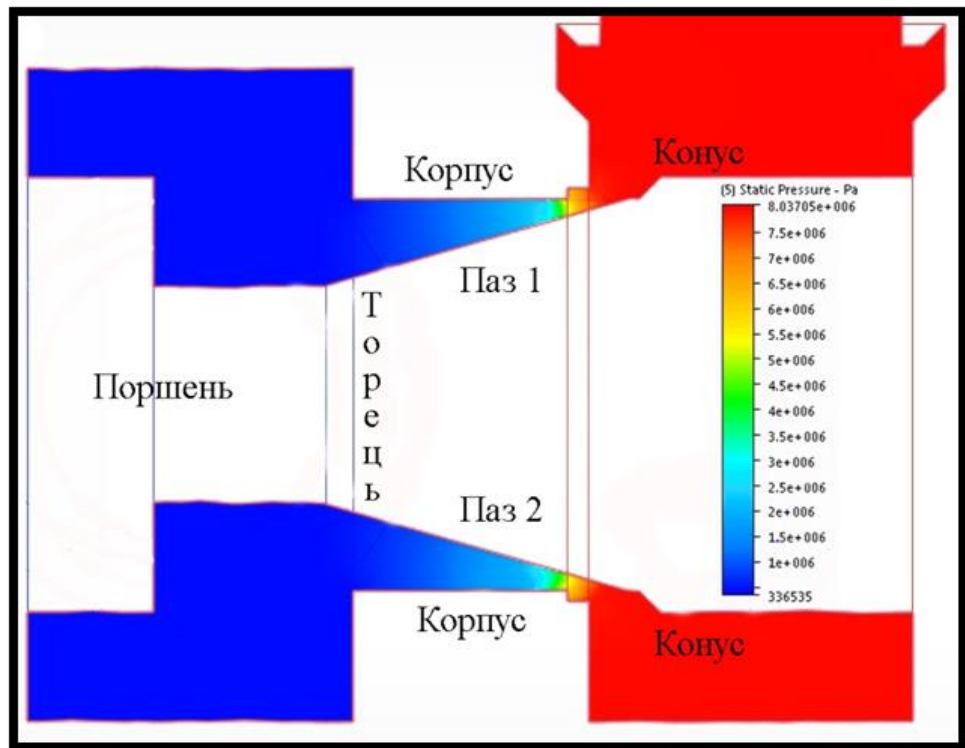


а)

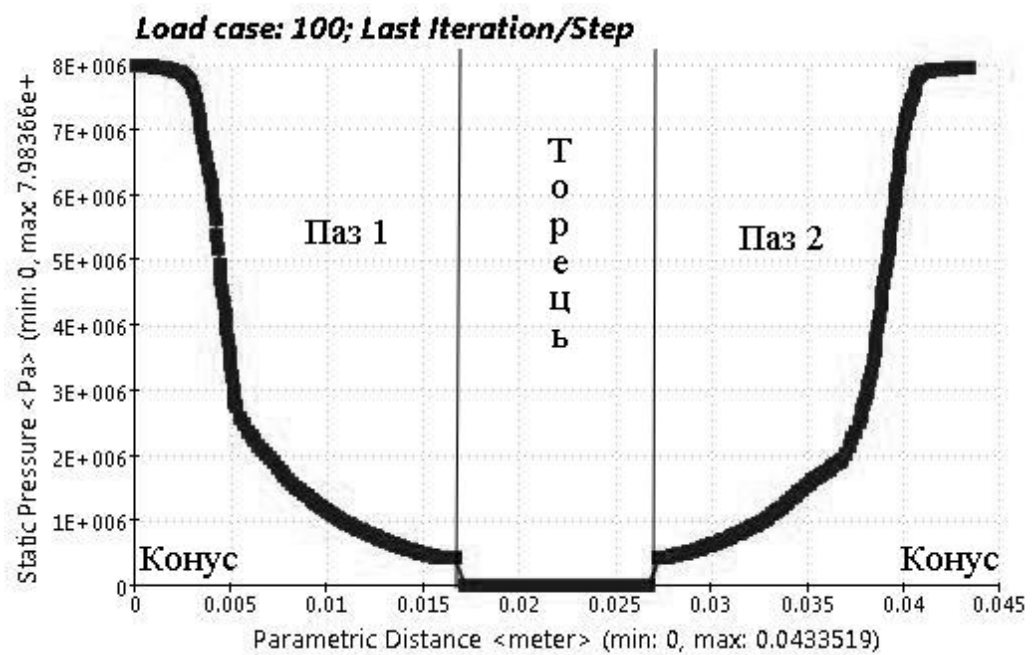


б)

Рис. А.4 Переріз каналу робочої рідини вздовж осі основного золотника по пазам а) та розподіл тиску p_p на поверхні основного золотника для цього перерізу б) при зустрічному навантаженні



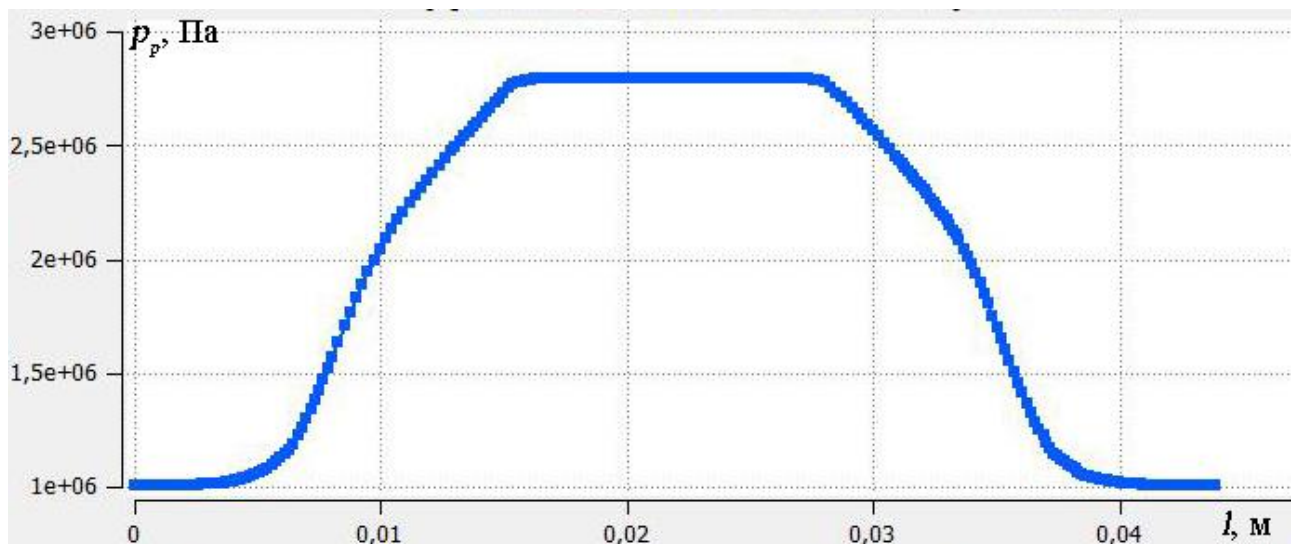
а)



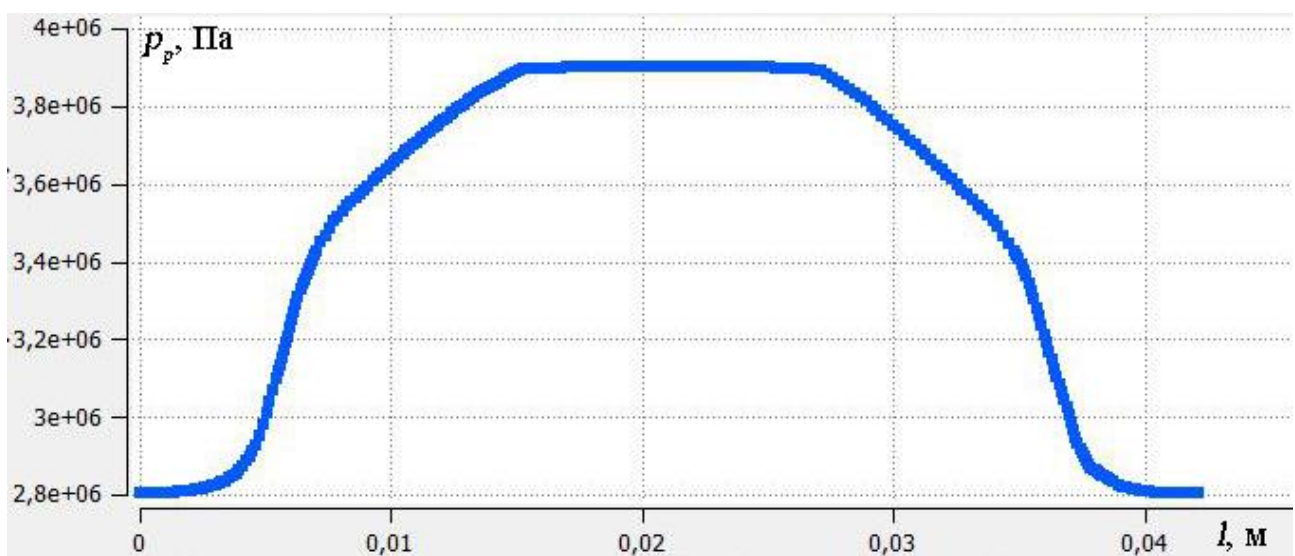
б)

Рис. А.5 Переріз каналу робочої рідини вздовж осі основного золотника по пазам а) та розподіл тиску p_p на поверхні основного золотника для цього перерізу б) при супутньому навантаженні

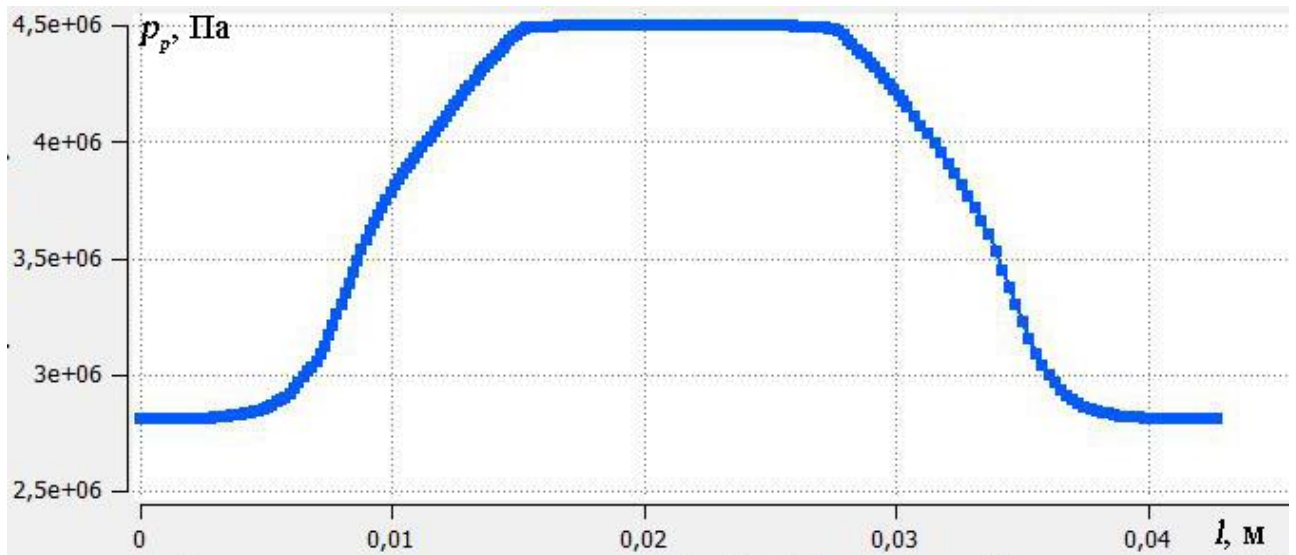
Результати проміжних розрахунків розподілу тиску p_p робочої рідини на поверхні основного золотника за різних початкових умов роботи врівноважувального клапана в експериментальному зразку гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні наведено на рис. А.6, а при супутньому навантаженні – рис. А7.



a)



б)



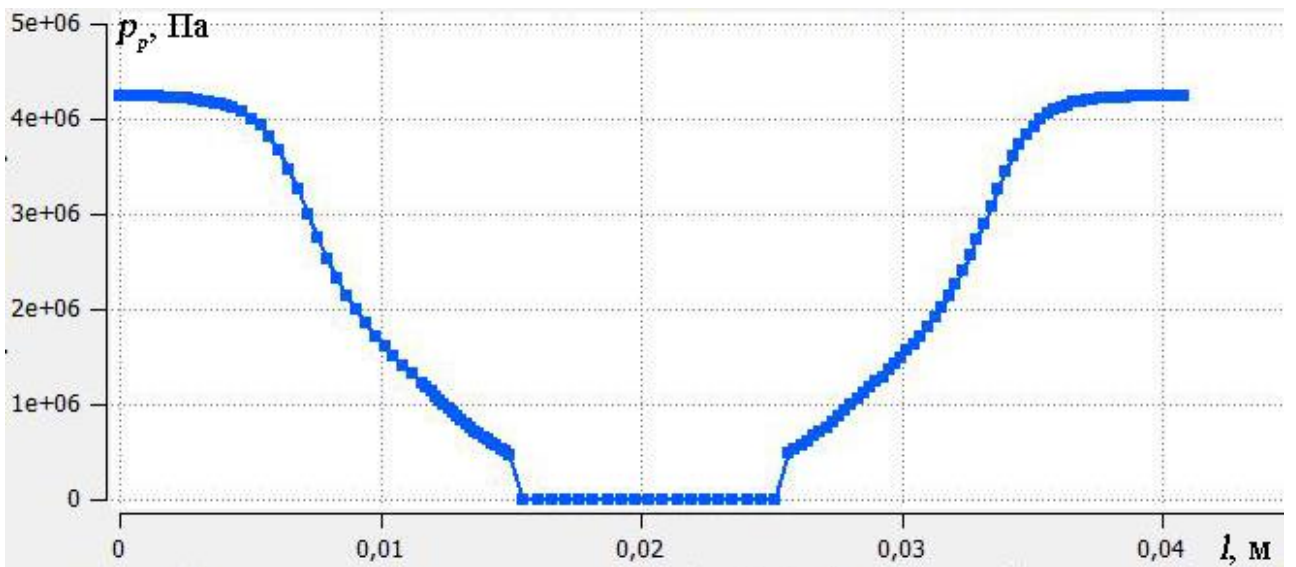
в)

Рис. А.6 Розподіл тиску p_p на поверхні основного золотника для перерізу каналу робочої рідини вздовж осі основного золотника по пазам при зустрічному навантаженні та початкових умовах:

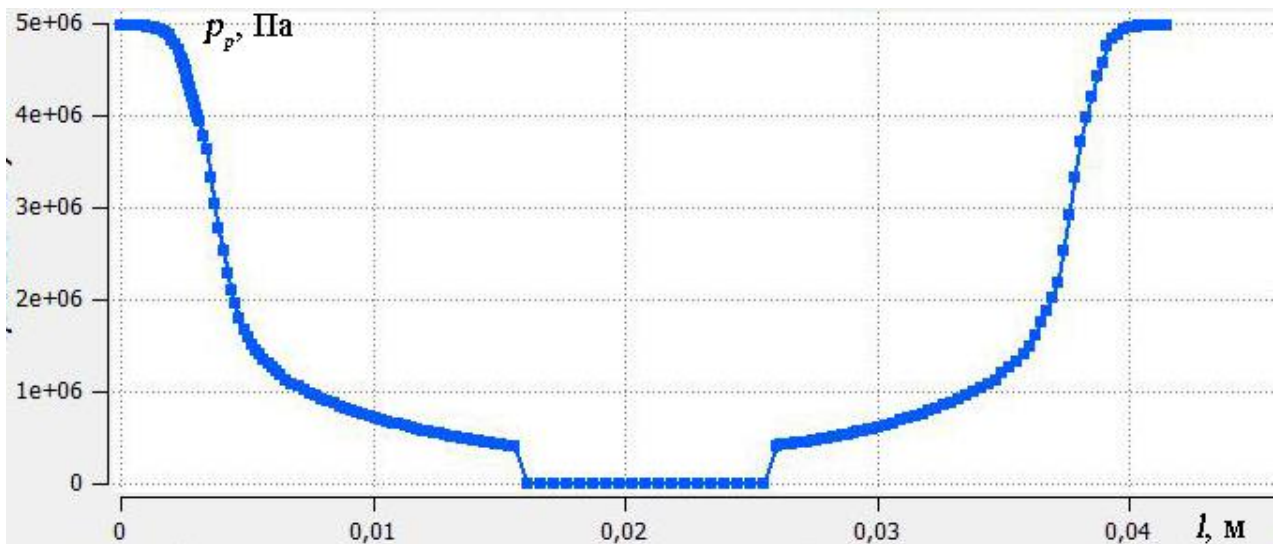
а) $p_p = 2,8$ МПа; $p_y = 1$ МПа; $Q_y = 0,00035$ м³/с;

б) $p_p = 3,9$ МПа; $p_y = 2,8$ МПа; $Q_y = 0,00025$ м³/с;

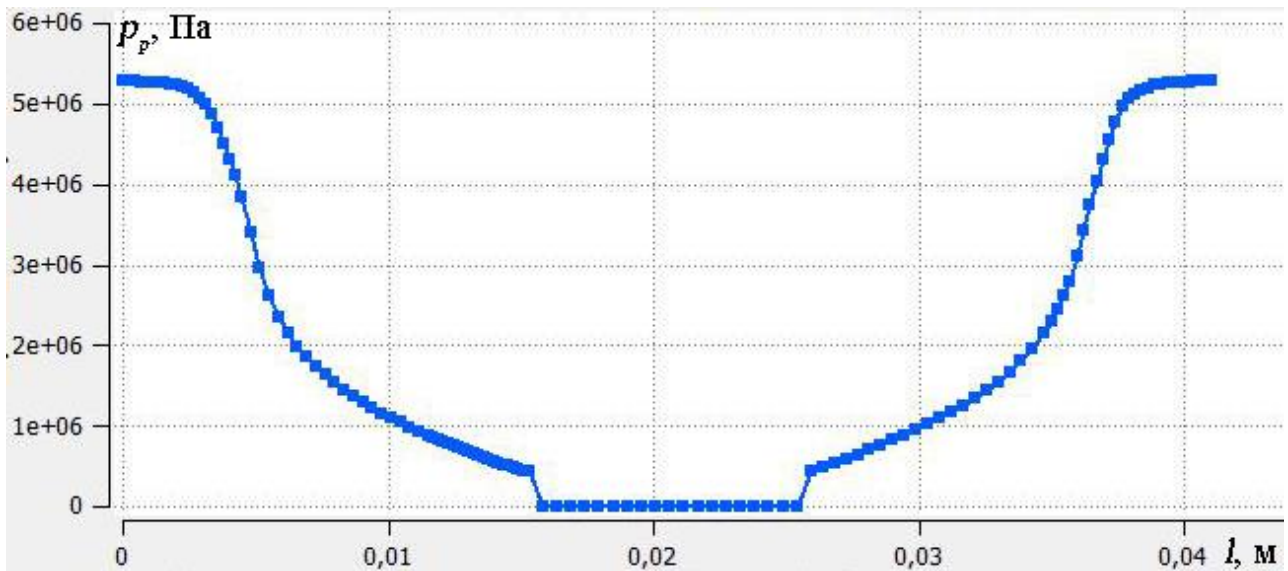
в) $p_p = 4,5$ МПа; $p_y = 2,8$ МПа; $Q_y = 0,00043$ м³/с



а)



б)



в)

Рис. А.7 Розподіл тиску p_p на поверхні основного золотника для перерізу каналу робочої рідини вздовж осі основного золотника по пазам при супутньому навантаженні та початкових умовах:

- а) $p_p = 0,4$ МПа; $p_y = 4,2$ МПа; $Q_y = 0,0005$ м³/с;
- б) $p_p = 0,4$ МПа; $p_y = 5,0$ МПа; $Q_y = 0,00017$ м³/с;
- в) $p_p = 0,4$ МПа; $p_y = 5,3$ МПа; $Q_y = 0,00032$ м³/с.

Аналіз розподілу тиску по поверхнях основного золотника виконувався згідно [51, 53]. Розподіл тисків p та p_p по поверхні пазу 1 основного золотника зображено на рис. А.4 при зустрічному навантаженні (для режиму роботи №9 із

таблиці А.1). Тиск p діє на поверхню пазу 1 коли основний золотник закритий, а тиск p_p – коли він відкритий. Поверхню пазу 1 розділено на рівні ділянки по довжині. Кожна ділянка має свій номер i та площу S_i . Дія тисків p_i та p_{pi} зосереджена в центрі ділянки. Величини тисків p_i та p_{pi} враховуються як середні значення, що діють на ділянки S_i . Заштрихована область на рис. А.8 показує втрати тиску під час протікання течії робочої рідини через робоче вікно врівноважувального клапана при зустрічному навантаженні. Втрати тиску під час протікання течії робочої рідини через робоче вікно врівноважувального клапана прямо пропорційні величині гідродинамічної сили.

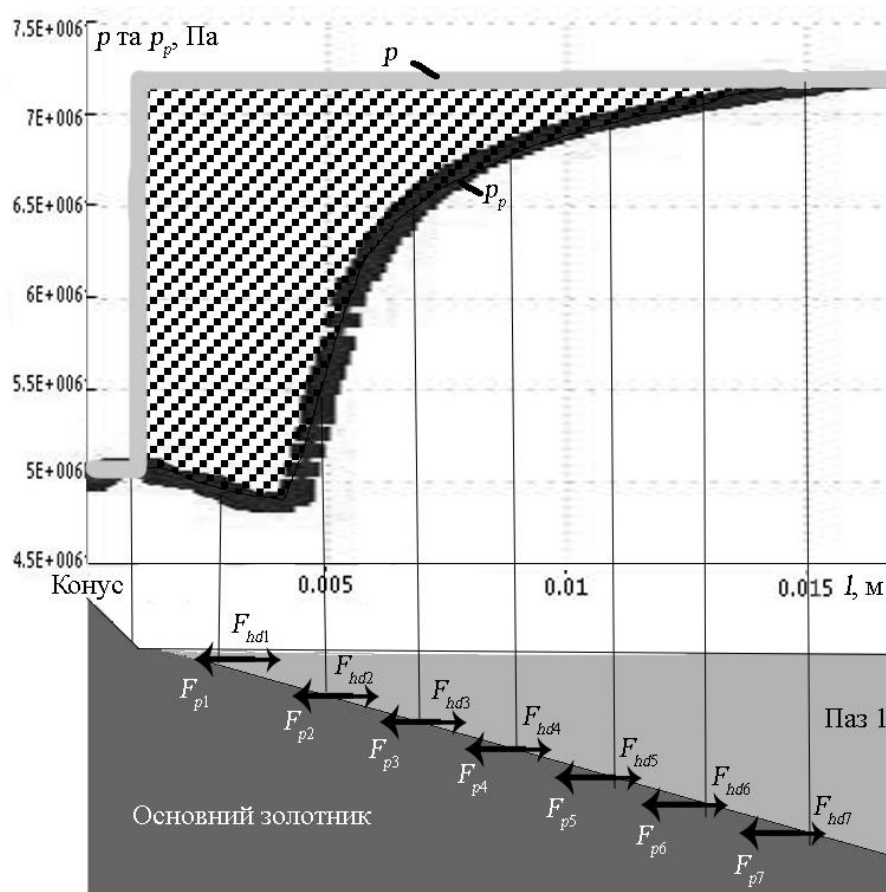


Рис. А.8 Розподіл тисків (сил) на поверхні пазу 1 основного золотника врівноважувального клапана при зустрічному навантаженні

Гідродинамічна сила F_{hd} є сумою сил від втрати тиску, що діють на ділянки S_i основного золотника та розраховується за формулою:

$$F_{hd} = \sum_1^i \left[(p_i - p_{pi}) \cdot S_i \cdot z \right], \quad (\text{A.1})$$

де p_i – середнє значення величини тиску на i -й ділянці закритого основного золотника, p_{pi} – середнє значення величини тиску на i -й ділянці відкритого основного золотника, i – номер ділянки поверхні, S_i – площа ділянки паза 1, z – кількість пазів.

Враховуючи геометричні параметри ділянок формула (A.1) матиме вигляд:

$$F_{hd} = \sum_3^i \left[(p_i - p_{pi}) \cdot z \cdot b \cdot h_i \cdot \sin(\xi) \right], \quad (\text{A.2})$$

де ξ – кут нахилу поверхні паза 1 до горизонтальної площини, b – ширина паза 1, h_i – довжина ділянки паза 1.

Результати розрахунку гідродинамічних сил F_{hd} при різних початкових умовах та зустрічному навантаженні показано в таблиці А.1.

Таблиця А.1

Результати розрахунку гідродинамічної сили при різних початкових умовах та зустрічному навантаженні

№	p_p (МПа)	p_y (МПа)	Q_y (м ³ /с)	F_{hd} (Н)
1	2,50	1	0,00025	52,48
2	2,8	1	0,00035	66,12
3	3,2	1	0,00043	81,79
4	3,90	2,8	0,00025	37,66
5	4	2,8	0,00035	43,9
6	4,5	2,8	0,00043	63,22
7	6,80	5	0,00025	64,83
8	7	5	0,00035	71,69
9	7,2	5	0,00043	81,36

Виконано апроксимацію результатів розрахунку за допомогою програми DataFit. На рис. А.9 показано залежність гідродинамічної сили $F_{hda}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику врівноважувального клапана від величин тиску p_y робочої рідини створеного вантажем та подачі Q_y робочої рідини через основний золотник під час зустрічного навантаження. Коефіцієнт детермінації для апроксимованої залежності становить $R^2=0,993$.

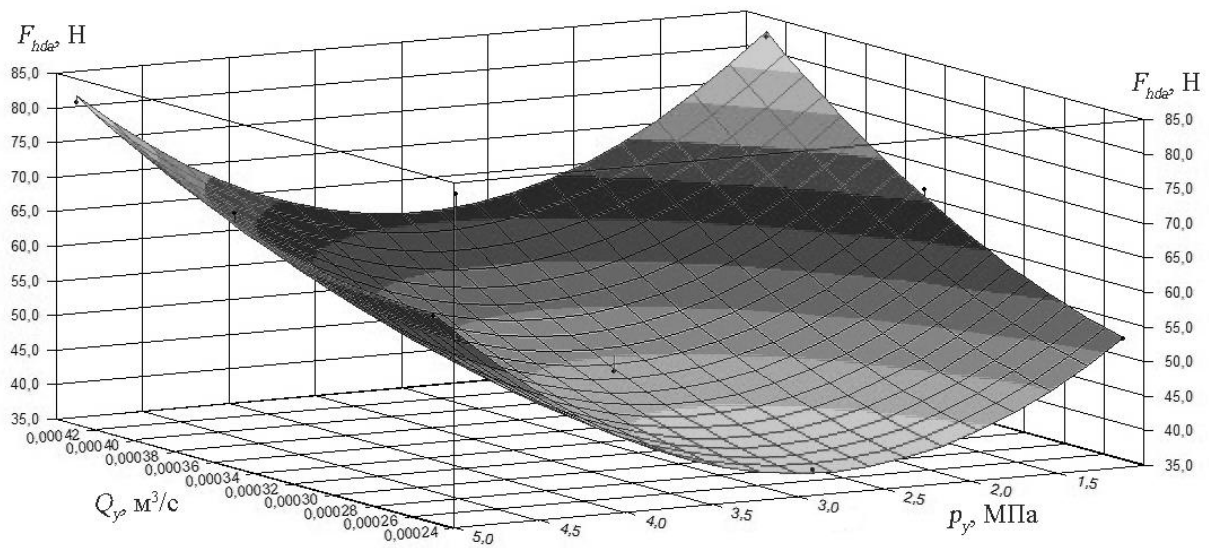


Рис. А.9 Залежність гідродинамічної сили $F_{hda}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику врівноважувального клапана

Апроксимована залежність гідродинамічної сили $F_{hdb}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику врівноважувального клапана при зустрічному навантаженні є квадратичною та розраховується за формулою:

$$F_{hda} = 88,01 - 1,82 \cdot 10^5 \cdot Q_y - 24,47 \cdot p_y + 0,53 \cdot 10^9 \cdot Q_y^2 + 5,34 \cdot p_y^2 - 1,79 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y, \quad (\text{A.3})$$

де Q_y – величина подачі робочої рідини через основний золотник врівноважувального клапана, p_y – величина тиску робочої рідини створеного вантажем.

Для розрахунку гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана при супутньому навантаженні використовуємо розподіл тиску p_p (див. рис. А.5). Будуємо схему дії сил (див. рис. А.10) та розраховуємо дію гідродинамічної сили на торець основного золотника за формулою (А.6). На рис. А.10 заштрихованою областю показано втрати тиску під час протікання течії робочої рідини через врівноважувальний клапан при супутньому навантаженні.

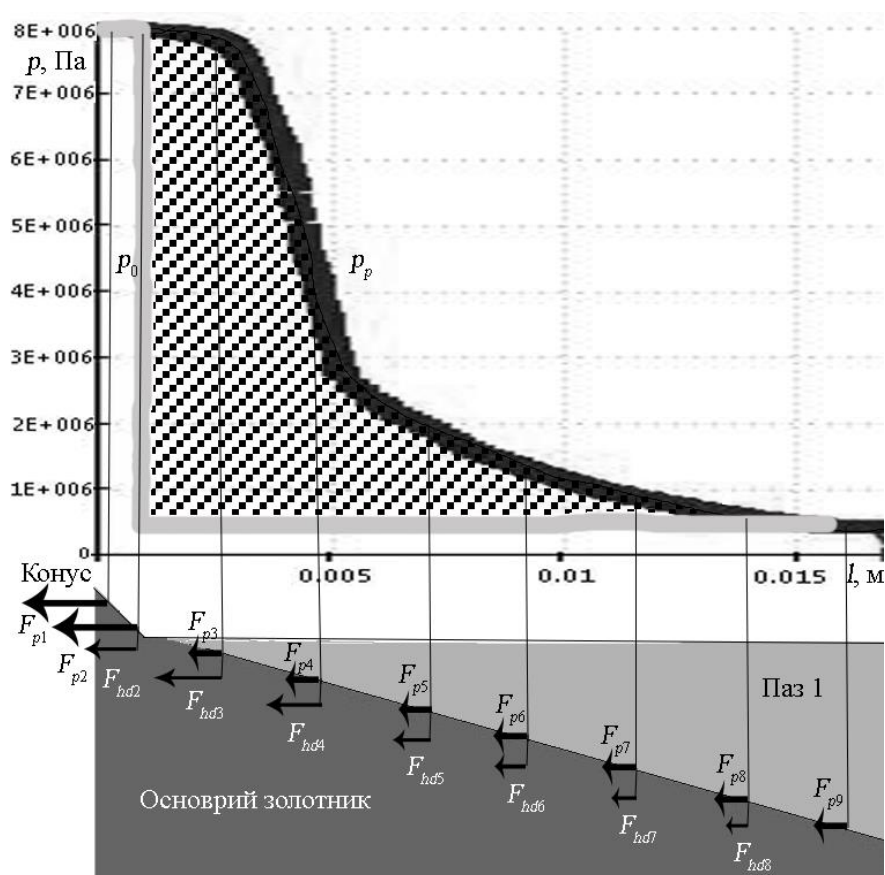


Рис. А.10 Розподіл тисків (сил) на поверхні пазу 1 основного золотника врівноважувального клапана при супутньому навантаженні

Розрахована гідродинамічна сила при супутньому навантаженні буде мати від'ємний знак та буде намагатися відкривати основний золотник під час його роботи.

Результати розрахунку гідродинамічних сил F_{hd} при різних початкових умовах та супутньому навантаженні занесено до таблиці А.2.

Таблиця А.2

Результати розрахунку гідродинамічної сили при різних початкових умовах та супутньому навантаженні

№	p_p (МПа)	p_y (МПа)	Q_y (м ³ /с)	F_{hd} (Н)
1	0,4	3,2	0,00017	-82,13
2	0,4	3,9	0,00032	-114,68
3	0,4	4,2	0,0005	-132,64
4	0,4	5	0,00017	-131,02
5	0,4	5,3	0,00032	-144,01
6	0,4	5,7	0,0005	-169,17
7	0,4	7,5	0,00017	-215,68
8	0,4	7,7	0,00032	-225,56
9	0,4	8	0,0005	-248,47

Виконано апроксимацію результатів розрахунку. На рис. А.11 показано залежність гідродинамічної сили $F_{hdb}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику врівноважувального клапана від величин тиску p_y робочої рідини створеного вантажем та подачі Q_y робочої рідини через основний золотник під час супутнього навантаження. Коефіцієнт детермінації для апроксимованої залежності становить $R^2=0,998$.

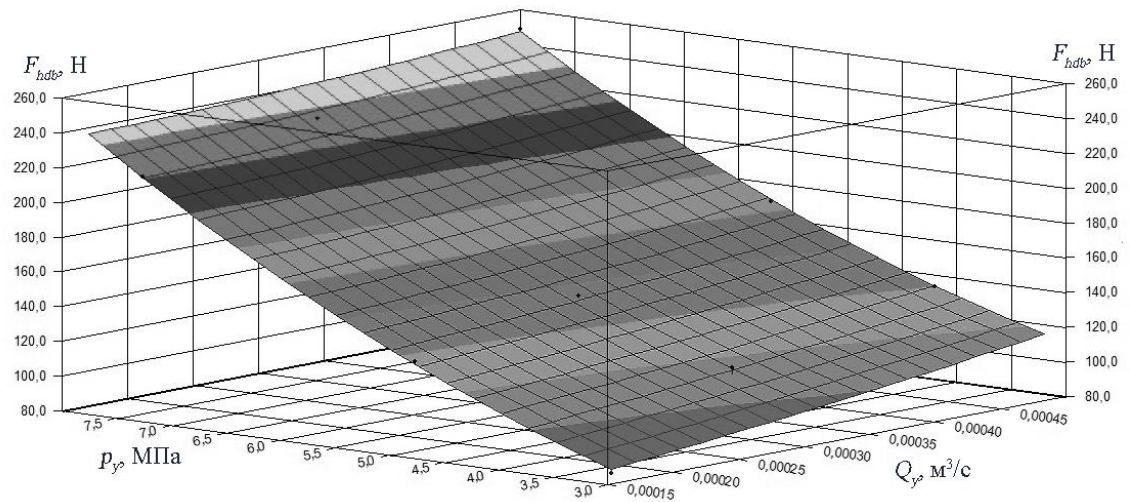


Рис. А.11 Залежність гідродинамічної сили $F_{hdb}=f(p_y, Q_y)$ на основному золотнику врівноважувального клапана

Апроксимована залежність гідродинамічної сили на основному золотнику врівноважувального клапана при супутньому навантаженні має вигляд:

$$F_{hdb} = (-1) \cdot (24,62 + 8,89 \cdot 10^4 \cdot Q_y + 8,25 \cdot p_y + 0,57 \cdot 10^8 \cdot Q_y^2 + 2,26 \cdot p_y^2 - 1,17 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y). \quad (A.8)$$

ДОДАТОК Б

Розрахунок тензора моменту інерції $I_m=f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ стріли фронтального навантажувача в середовищі MATLAB–Simulink

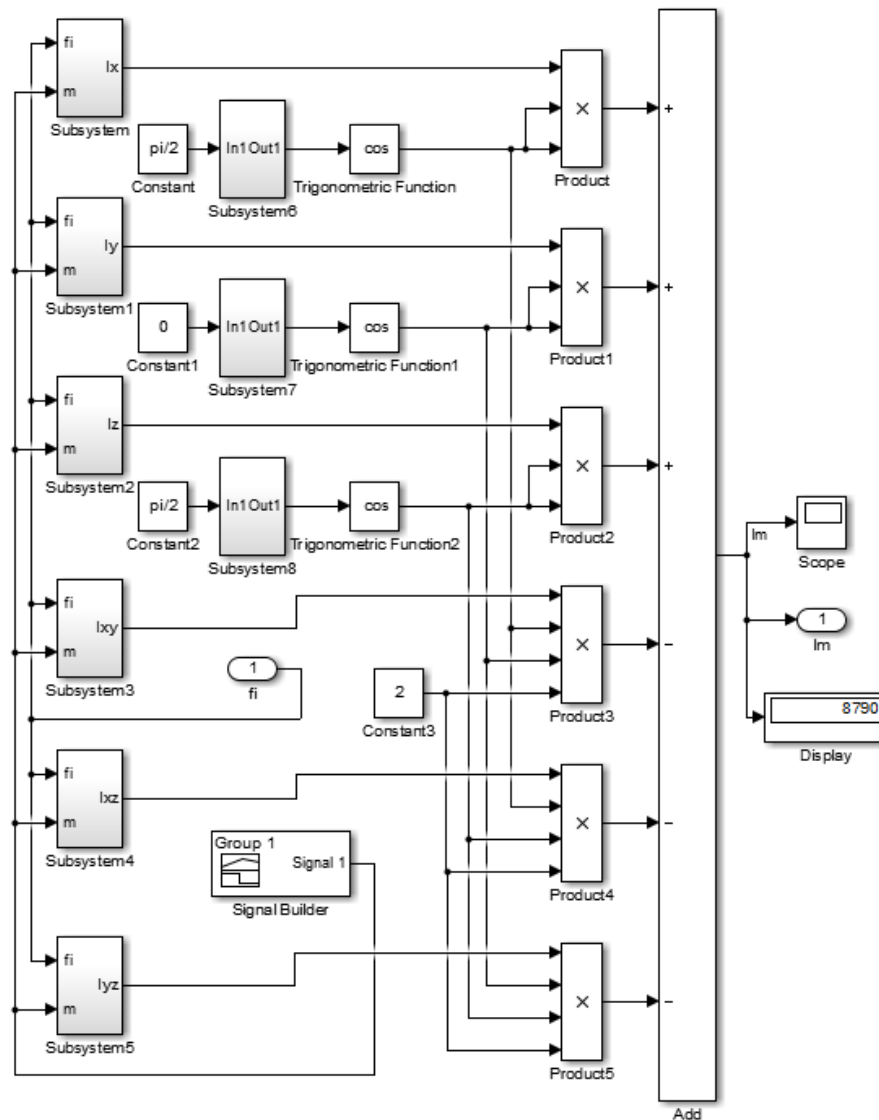


Рис. Б.1 Блок-схема розрахунку тензора моменту інерції $I_m=f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ стріли фронтального навантажувача

На рис. Б.1 Subsystem 0–5 відповідають за детермінований розрахунок осьових та відцентрових моментів інерції I_{xx} , I_{zz} , I_{yy} , I_{xz} , I_{yz} , I_{xy} навколо головних осей x , y , z , що залежать від зведеної маси m та кута φ повороту стріли. Осьові та відцентрові моменти інерції I_{xx} , I_{zz} , I_{yy} , I_{xz} , I_{yz} , I_{xy} розраховані за формулами:

$$I_{xx} = 528.13 - 184.56 \cdot \varphi + 0.62 \cdot m + 4.75 \cdot \varphi^2 + \\ + 2.28 \cdot 10^{-5} \cdot m^2 + 4.26 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot \varphi \quad \text{Б.1}$$

$$I_{yy} = -2.67 \cdot 10^4 + 9.17 \cdot \varphi + 21.04 \cdot m - 6.31 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi^2 - \\ - 0.2 \cdot 10^{-3} \cdot m^2 - 1.31 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot \varphi \quad \text{Б.2}$$

$$I_{zz} = -2.73 \cdot 10^4 + 193.72 \cdot \varphi + 20.99 \cdot m - 4.81 \cdot \varphi^2 - \\ - 2.01 \cdot 10^{-3} \cdot m^2 - 5.56 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot \varphi \quad \text{Б.3}$$

$$I_{xz} = 6.94 \cdot 10^3 - 138.97 \cdot \varphi - 5.14 \cdot m - 0.45 \cdot \varphi^2 + \\ + 3.25 \cdot 10^{-4} \cdot m^2 + 0.15 \cdot m \cdot \varphi \quad \text{Б.4}$$

$$I_{yz} = -0.016 + 0.0042 \cdot \varphi + 2.09 \cdot 10^{-7} \cdot m - 7.74 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi^2 - \\ - 4.3 \cdot 10^{-10} \cdot m^2 + 4.04 \cdot 10^{-8} \cdot m \cdot \varphi \quad \text{Б.5}$$

$$I_{xy} = 0.16 + 6.99 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi + 4.56 \cdot 10^{-5} \cdot m - 3.76 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^2 - \\ - 7.42 \cdot 10^{-9} \cdot m^2 + 3.42 \cdot 10^{-10} \cdot m \cdot \varphi \quad \text{Б.6}$$

Стохастичний вплив кутів повороту α , β , γ головних осей x , y , z закладено в Subsystem 6–8 (див. рис. 3.3). Результати розрахунку тензора моменту інерції $I_m = f(m, \varphi, \alpha, \beta, \gamma)$ стріли фронтального навантажувача показано на рис. Б.2–Б.5.

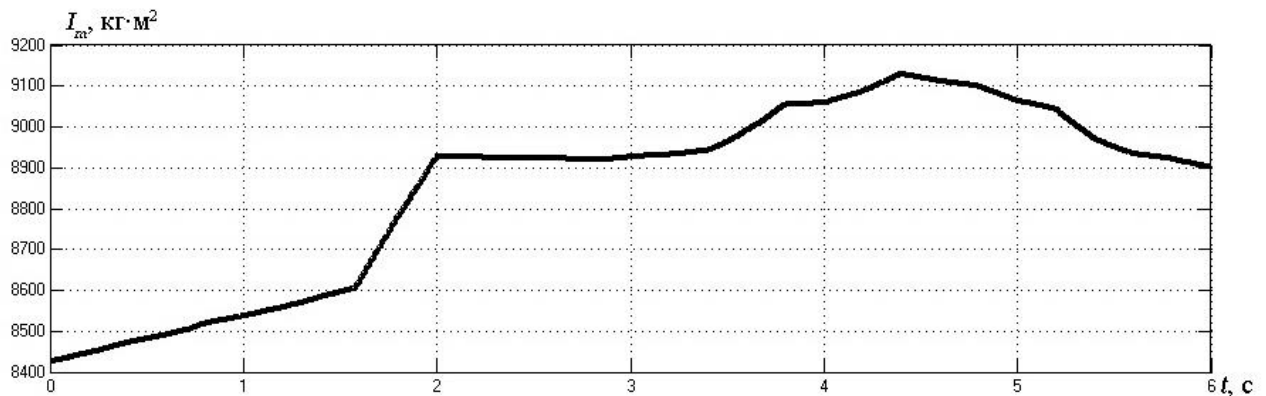


Рис. Б.2 Зміна тензора моменту інерції I_m стріли фронтального навантажувача в часі із стохастичним впливом тільки кута повороту $\alpha = \pm 4^\circ$ головних осей x , y , z

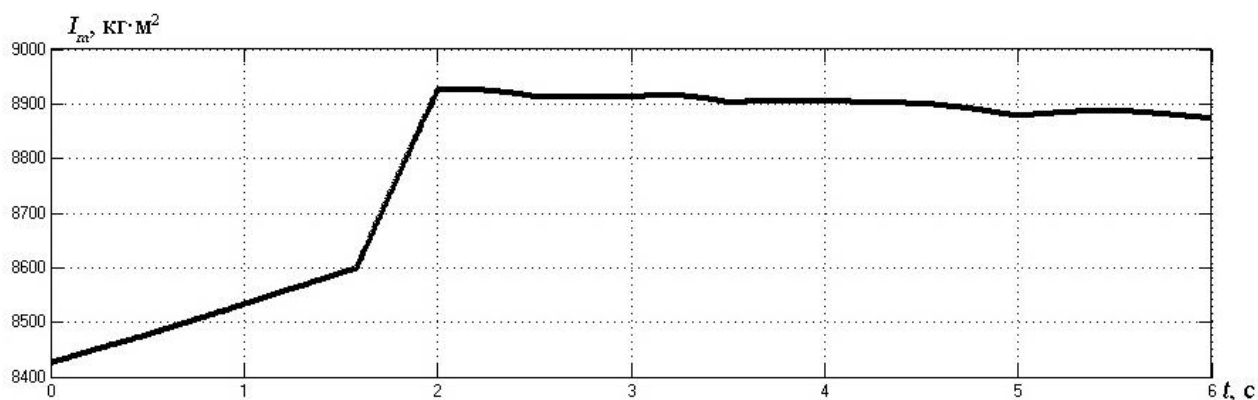


Рис. Б.3 Зміна тензора моменту інерції I_m стріли фронтального навантажувача в часі із стохастичним впливом тільки кута повороту $\beta = \pm 4^\circ$ головних осей x, y, z

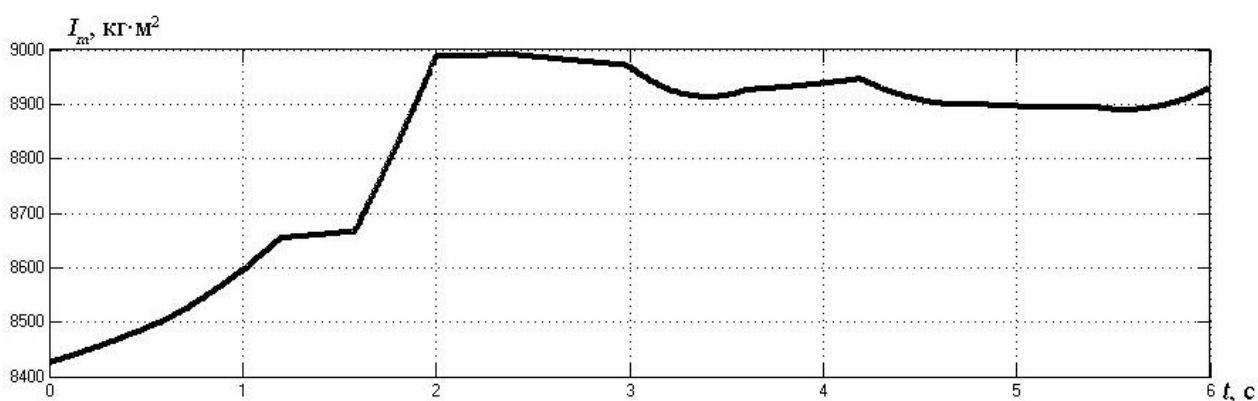


Рис. Б.4 Зміна тензора моменту інерції I_m стріли фронтального навантажувача в часі із стохастичним впливом тільки кута повороту $\gamma = \pm 4^\circ$ головних осей x, y, z

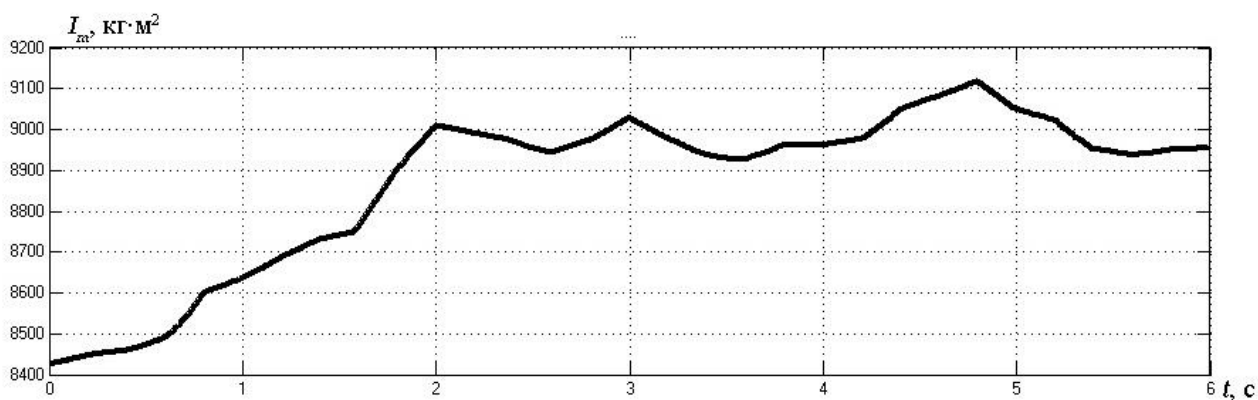


Рис. Б.5 Зміна тензора моменту інерції I_m стріли фронтального навантажувача в часі із стохастичним впливом кутів повороту α, β, γ головних осей x, y, z

ДОДАТОК В

Методика розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли в середовищі MATLAB Simulink

Для розв'язання математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли використано пакет програм MATLAB, а саме його модуль Simulink. Simulink – це інтерактивне середовище для моделювання та аналізу широкого класу динамічних систем. Simulink має зручний графічний інтерфейс для складання моделей із стандартних блоків за допомогою технології «drag and drop». Групуючи блоки у підсистеми можна створити ієрархічну основну блок-схему. Модуль Simulink дозволяє чисельно розрахувати перехідні процеси в гідроприводі з відносною похибкою до 0,1% та візуалізувати результат.

Основна блок-схема, що візуально відтворює метод розв'язку системи диференціальних рівнянь (3.34) представлено на рис. В.1. Структура основної блок-схеми включає підсистеми, яким відповідають диференціальні рівняння. Кожна з підсистеми дозволяє знайти одне значення невідомої величини змінної стану гідроприводу. Відповідність така:

- рівняння 1 — Subsystem1 — p_n ;
- рівняння 2 — Subsystem2 — p_p ;
- рівняння 3 — Subsystem4 — p_y ;
- рівняння 4 — Subsystem3 — p_d ;
- рівняння 5 — Subsystem5 — p_o ;
- рівняння 6 — Subsystem6 — y ;
- рівняння 7 — Subsystem7 — z ;
- рівняння 8 — Subsystem8 — γ ;
- рівняння 9 — Subsystem9 — φ .

Структура основної блок-схеми також включає константи, які описують значення конструктивних параметрів елементів гідроприводу (див. таб. 3.1-3.2).

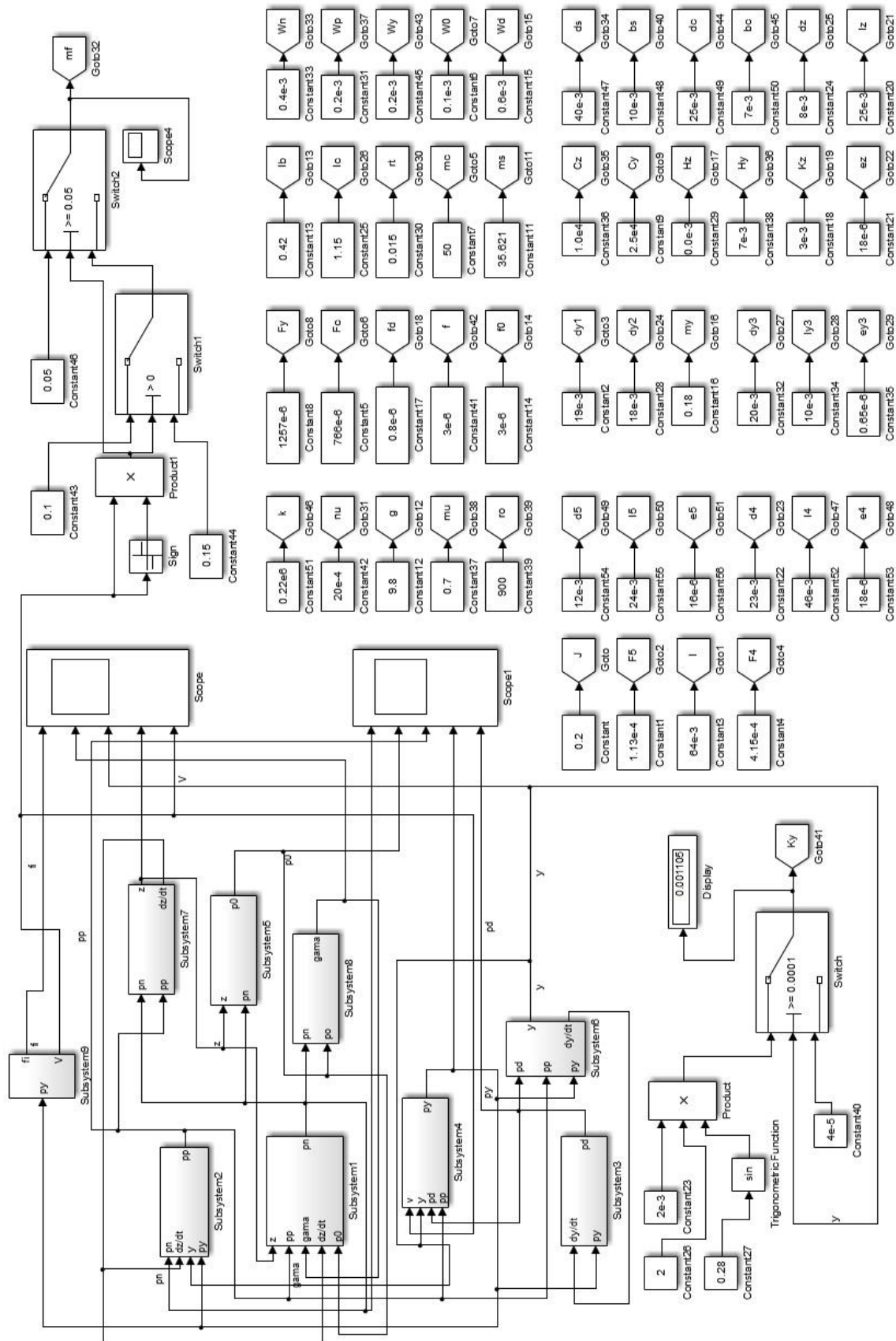


Рис. В.1 Основна блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі MATLAB Simulink при зустрічному навантаженні

На рис. В.2 представлено блок-схему «Subsystem1» для розв'язання рівняння 1 системи диференціальних рівнянь (3.34). Рівняння 1 записуємо у формі Коші виражаючи змінну тиску p_n в напірній гідролінії:

$$p_n = \int \frac{\frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma) - \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p)}{\beta_1 \cdot W_n} - \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt}}{\beta_1 \cdot W_n}; \quad (\text{B.1})$$

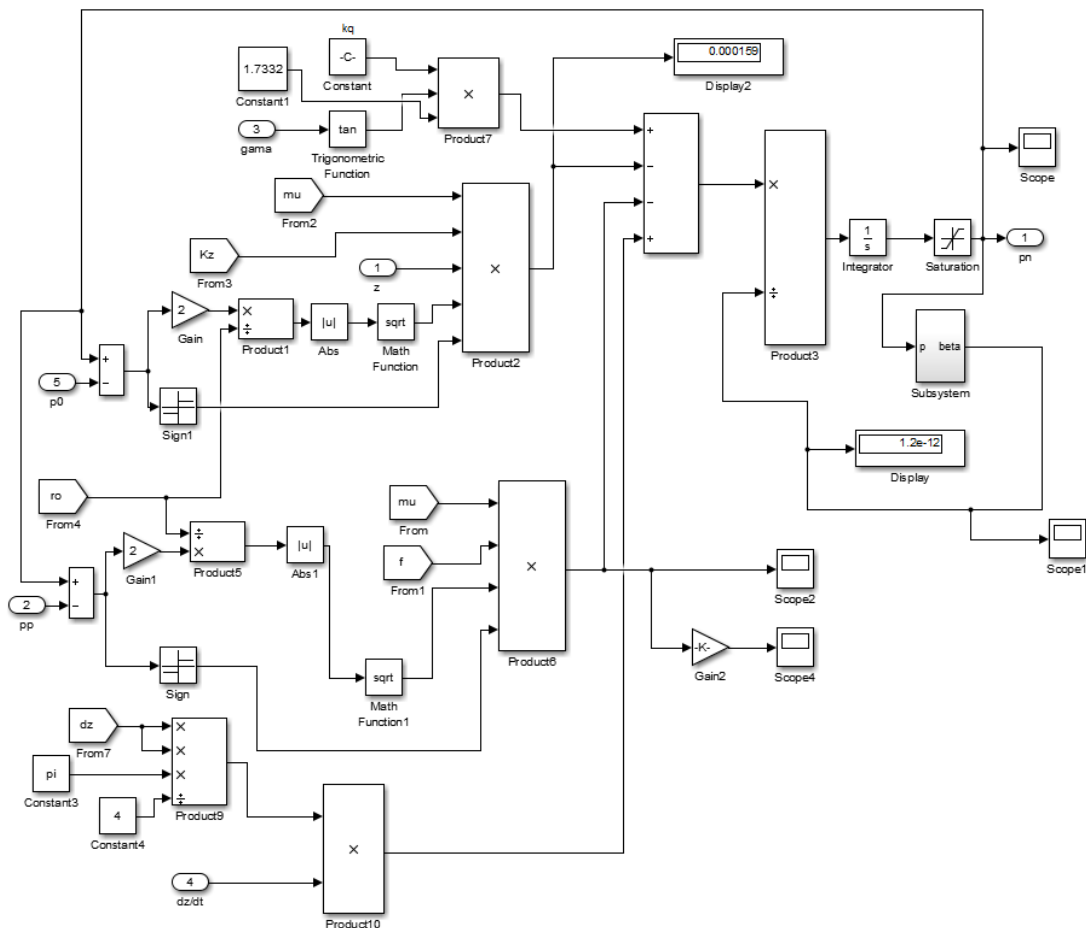


Рис. В.2 Блок-схема знаходження змінної тиску p_n в напірній гідролінії

За допомогою «Simulink Library Brower» складаємо рівняння 1 за формулою В.1 враховуючи параметри елементів гідроприводу та зв'язки між ними. Для гідроприводу змінні в часі вказуємо через блоки In1 та Out1. Вивід результатів розрахунку виконуємо блоками Scope та Display.

На рис. В.3 представлено блок-схему «Subsystem6» для розв'язання рівняння 6 системи диференціальних рівнянь (3.34). Рівняння 6 записуємо у формі Коші виражаючи змінну координати переміщення у основного золотника:

$$y = \iint \frac{p_y \cdot \frac{\pi \cdot d_{y2}^2}{4} - p_d \cdot \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\epsilon_{y3}} \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y)}{m_y} - \frac{(8,01 - 1,82 \cdot 10^5 \cdot Q_y - 24,47 \cdot p_y + 0,53 \cdot 10^9 \cdot Q_y^2 + 5,34 \cdot p_y^2 - 1,79 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y)}{m_y}; \quad (B.2)$$

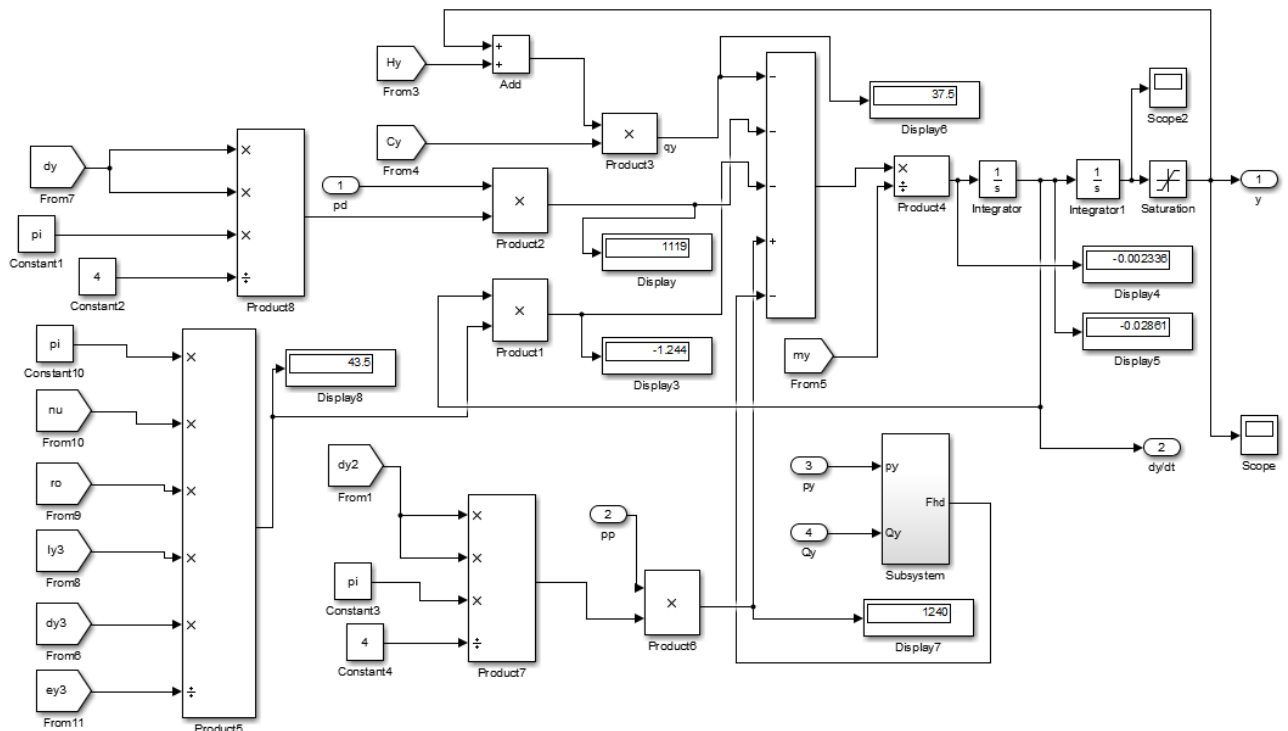
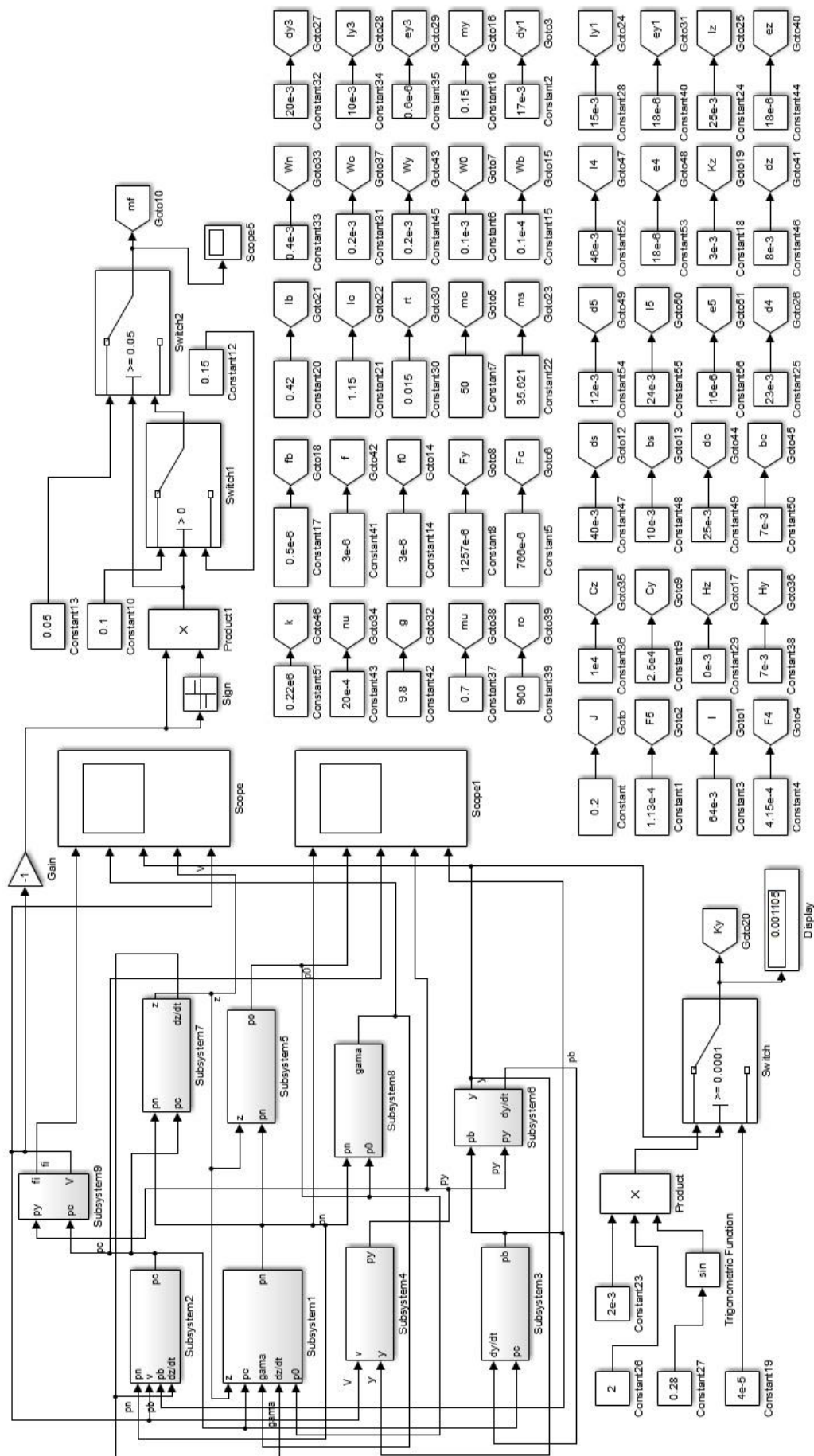


Рис. В.3 Блок-схема знаходження змінної координати переміщення у основного золотника

Розв'язання інші підсистеми основної блок-схеми (див. рис. В.1) проводимо аналогічно (рис. В.2 та В.3). Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.35) при супутньому навантаженні в середовищі MATLAB Simulink побудовано відповідну основну блок-схему (див. рис. В.4).



ДОДАТОК Г

Залежність змінних стану гідроприводу від часу в перехідному процесі в середовищі MATLAB Simulink

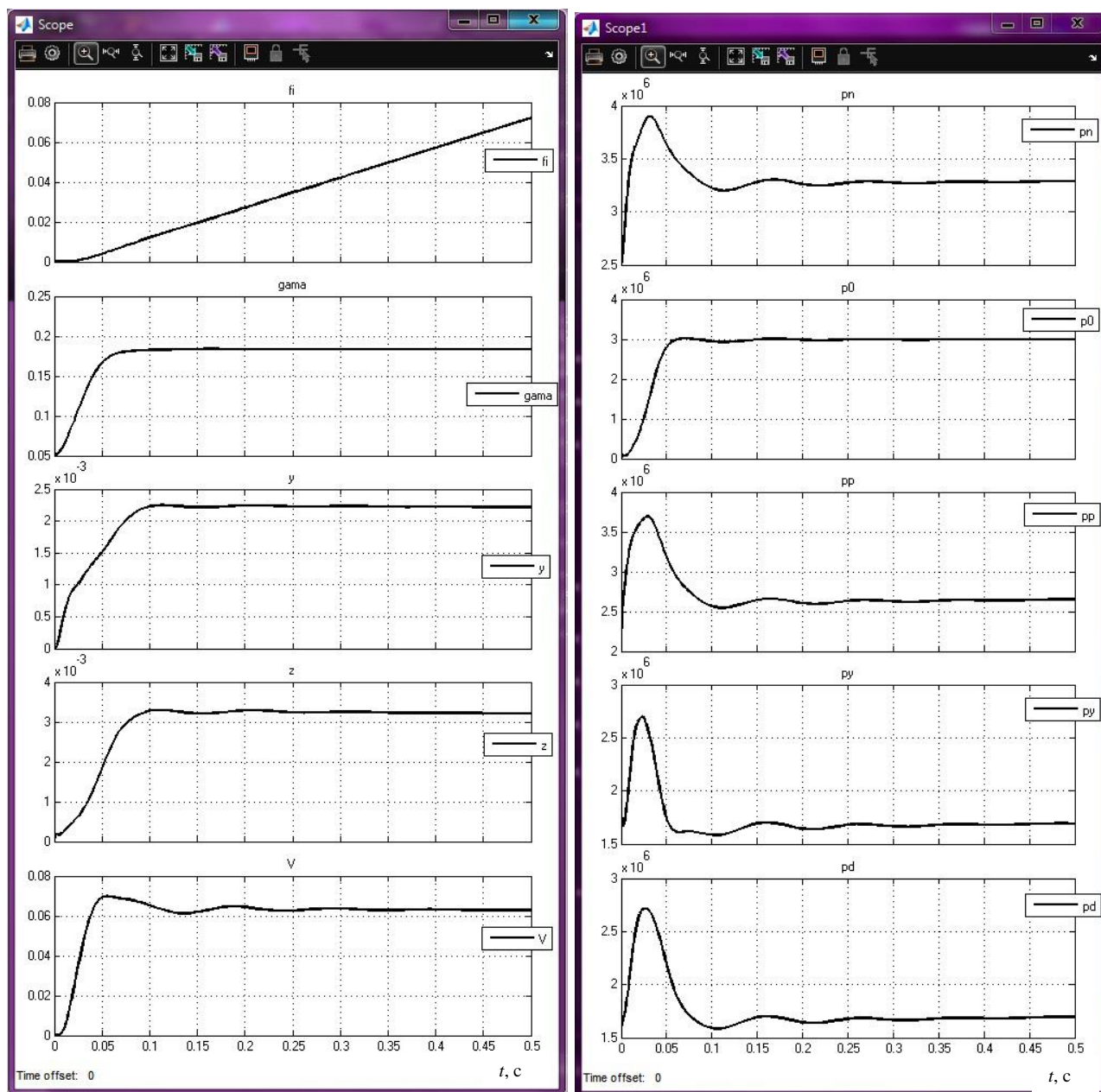


Рис. Г.1 Перехідні процеси змінних стану при стійкій роботі експериментального зразка гідроприводу стріли для зустрічного навантаження

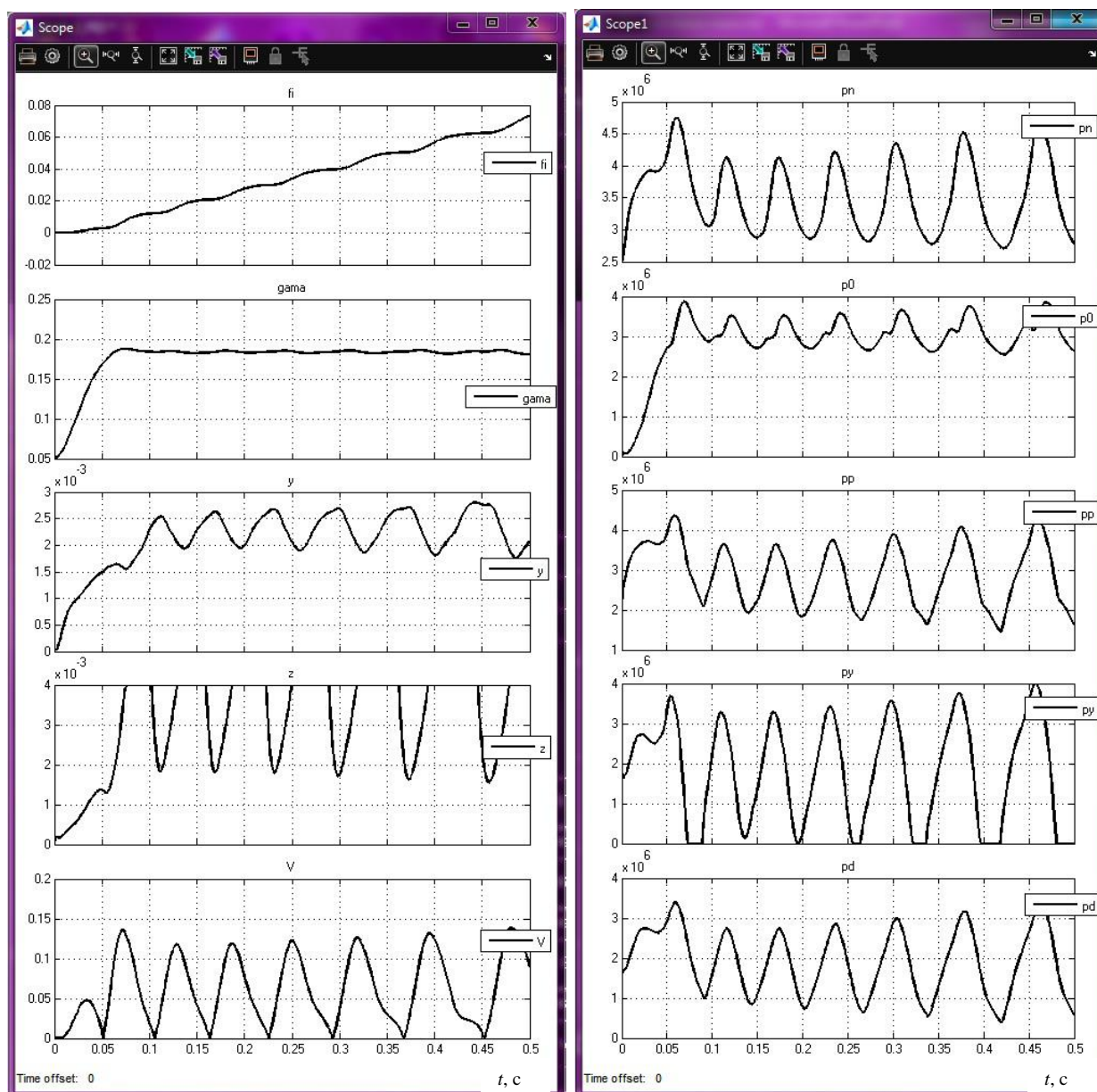


Рис. Г.2 Перехідні процеси змінних стану при не стійкій роботі експериментального зразка гідроприводу стріли для зустрічного навантаження

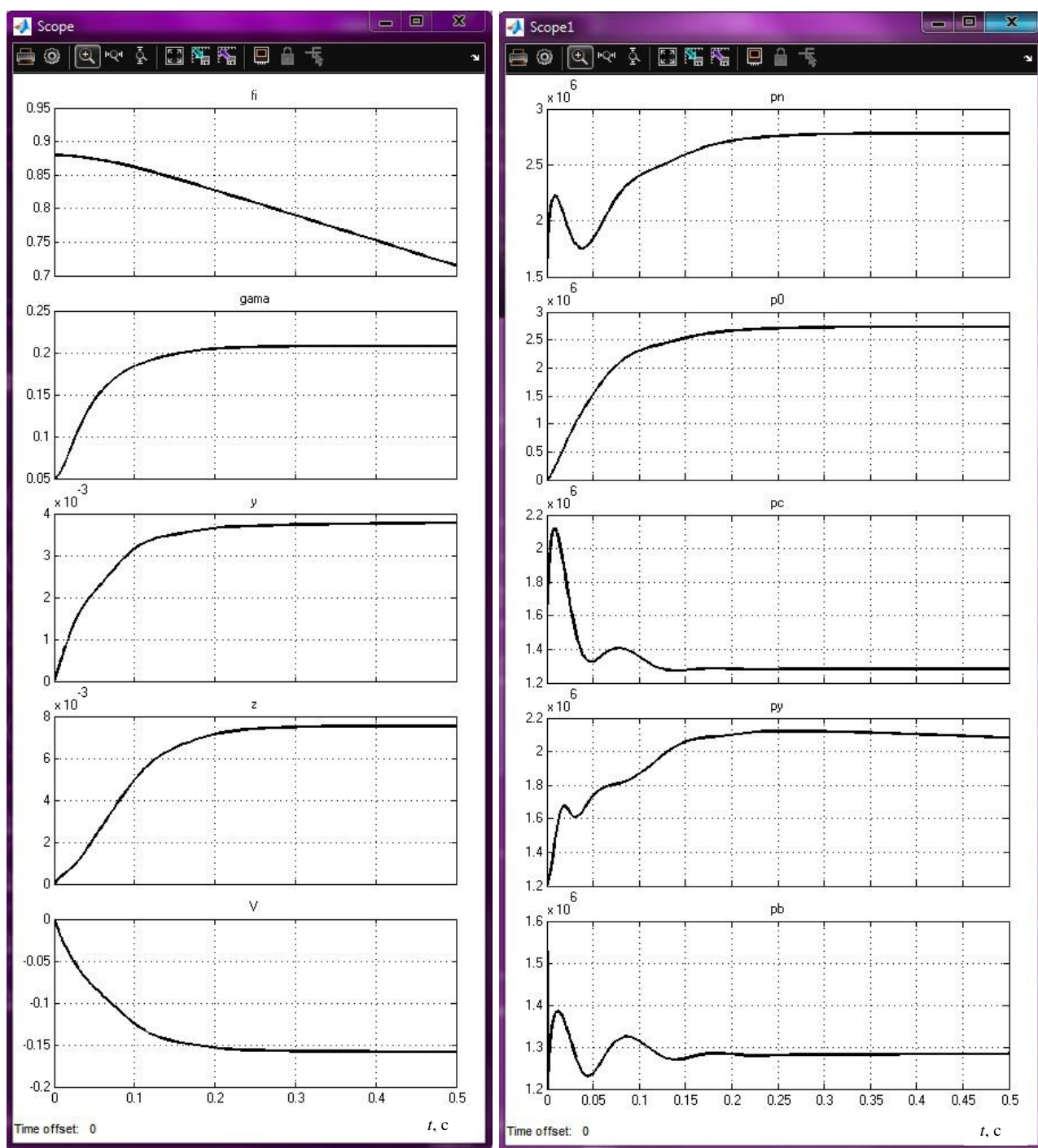


Рис. Г.3 Перехідні процеси змінних стану при стійкій роботі експериментального зразка гідроприводу стріли для супутнього навантаження

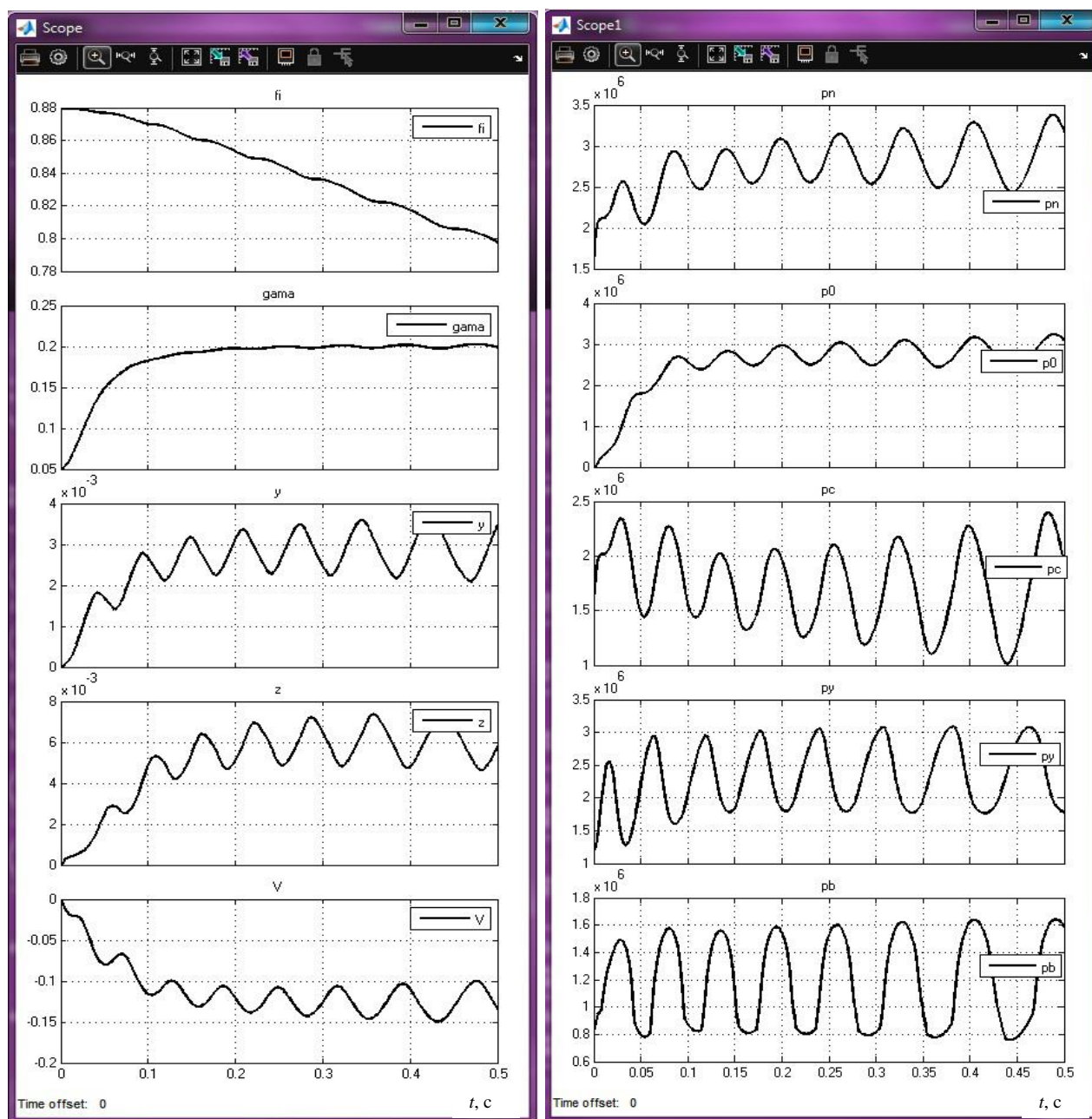


Рис. Г.4 Перехідні процеси змінних стану при не стійкій роботі експериментального зразка гідроприводу стріли для супутньому навантаження

ДОДАТОК Д

Дослідження впливу конструктивних параметрів врівноважувального клапана на перехідні процеси в гідроприводі стріли під час математичного моделювання в середовищі MATLAB Simulink

Фактором збурення для експериментального зразка гідроприву стріли (див. рис. 3.11 та 3.12) є ступінчасте збільшення навантаження $T=500\text{Н}$ в 2 рази в момент часу: для зустрічного навантаження $t=1\text{с}$ (рис. Д.1-Д.6, а); для супутнього навантаження $t=0,5\text{с}$ (рис. Д.1-Д.6, б). На рис. Д.1 а, б представлено розраховані перехідні процеси по тиску p_n в гідролінії нагнітання та тиску p_y робочій гідролінії при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно. А також, перехідні процеси по швидкості V руху виконавчого органу для розрахунку похибки δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна при зустрічному та супутньому навантаженнях, та перехідні процеси по затраченій потужності $N(p_n)$ гідроприводу на виконання однакових операції для оцінки енергетичних характеристик гідроприводу при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

Дослідження перехідних процесів змінних стану гідроприводу проводилися за таких початкових умов: $z(0) = 0$; $y(0) = 0$; $V(0) = 0$; $p_n(0) = 4,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $p_p(0) = 4,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $p_y(0) = 4 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $p_0(0) = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $p_d(0) = 3,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $p_b(0) = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $\gamma(0) = 0,05 \text{ рад}$.

В ході досліджень перехідних процесів змінних стану гідроприводу використано такі діапазони зміни конструктивних параметрів врівноважувального клапана: $d_{y1} = (15 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{y2} = (15 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $K_y = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $f_b = (0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_d = (0,5 \dots 1,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $m_y = 0,05 \dots 0,2 \text{ кг}$; $C_y = (1 \dots 2,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $H_y = (2 \dots 7) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $l_{y3} = (10 \dots 30) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $\varepsilon_{y3} = (6 \dots 41) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $W_b = (0,04 \dots 0,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_d = (0,08 \dots 0,12) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Конструктивних параметрів врівноважувального клапана в зазначених діапазонах: $m_y = 0,05 \dots 0,2 \text{ кг}$; $l_{y3} = (10 \dots 30) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $\varepsilon_{y3} = (6 \dots 41) \cdot 10^{-6} \text{ м}$, не впливають

на статичні, динамічні та енергетичні характеристики експериментального зразка гідроприводу стріли.

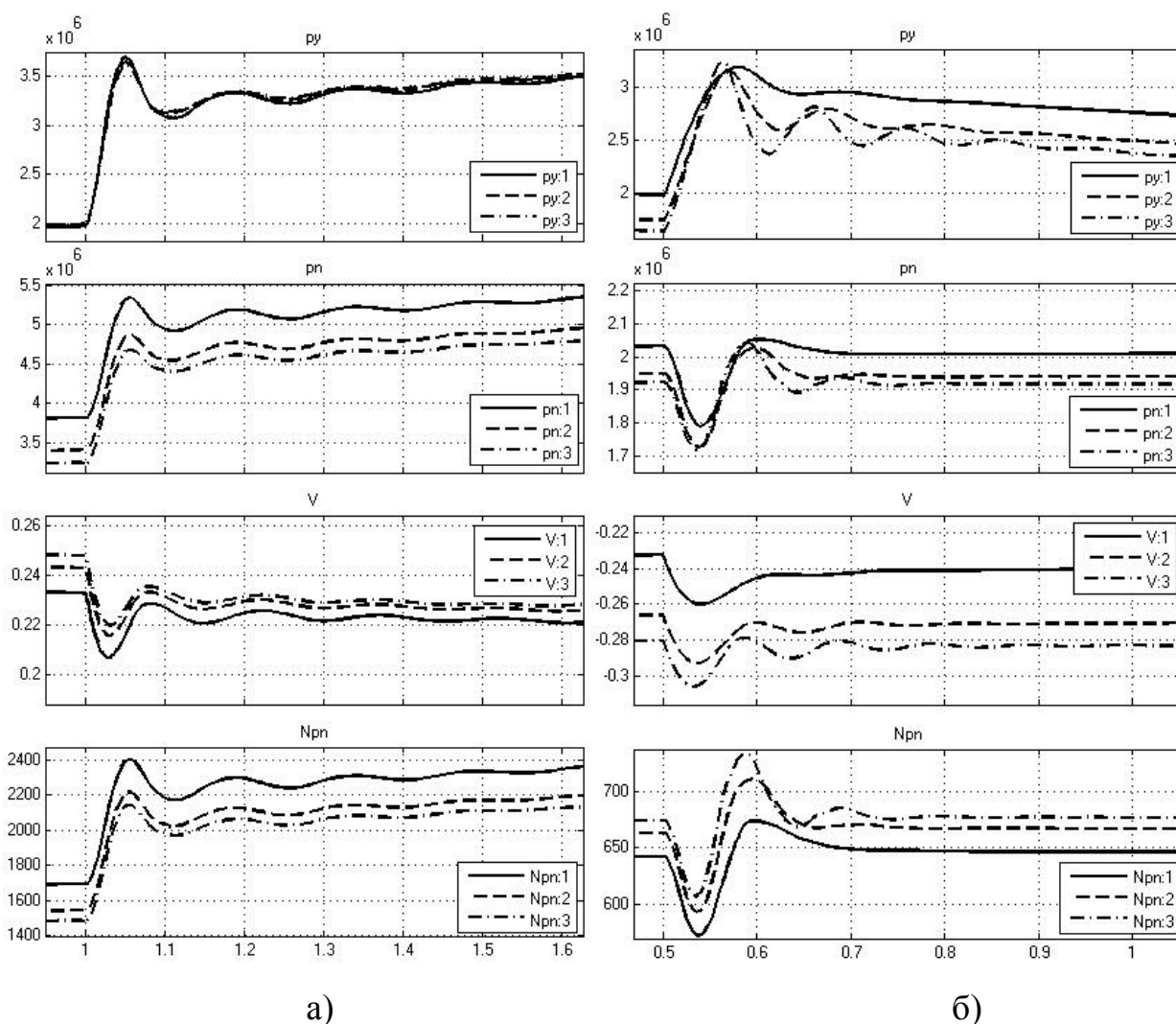


Рис. Д.1 Вплив параметру коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y на перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях, де: 1 - $K_y=0,5 \cdot 10^{-3} \text{М}$; 2 - $K_y=1 \cdot 10^{-3} \text{М}$; 3 - $K_y=1,5 \cdot 10^{-3} \text{М}$.

Аналізуючи рис. Д.1 розраховано, що із збільшенням коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y при зустрічному навантаженні зростає похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна, але зменшуються величина перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p по тиску p_n та затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу. При супутньому навантаженні – зростає величина перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p по тиску p_y , затрати

потужності $N(p_n)$ гідроприводу, але зменшуються похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна.

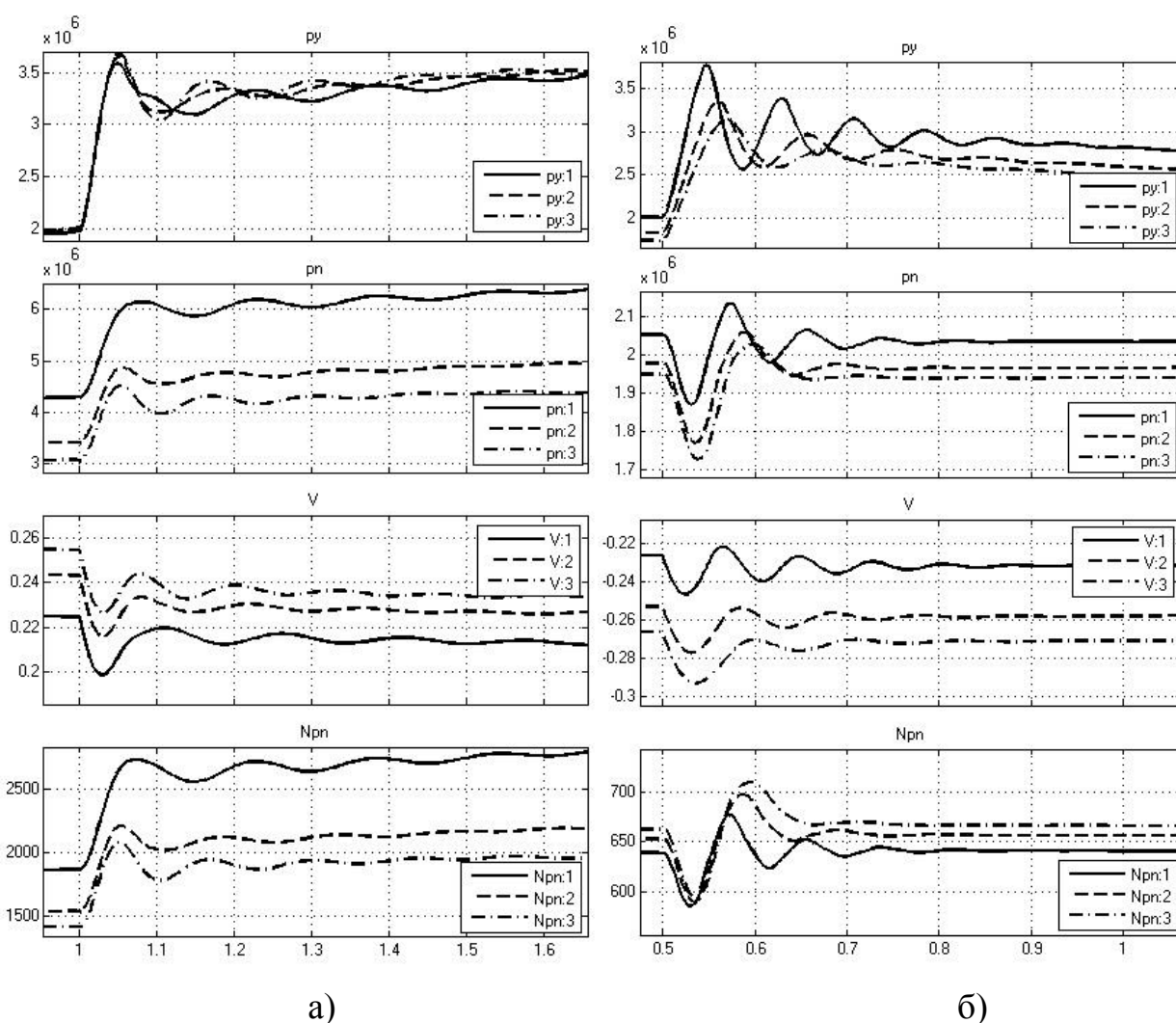


Рис. Д.2 Вплив параметрів діаметру основного золотника d_{y2} при зустрічному а) навантаженні та діаметру поршня d_{y1} при супутньому б) навантаженні на перехідні процеси в гідроприводі, де: 1 - $d_{y1} = d_{y2} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 2 - $d_{y1} = d_{y2} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 3 - $d_{y1} = d_{y2} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Аналізуючи рис. Д.2 розраховано, що із збільшенням діаметру основного золотника d_{y2} при зустрічному навантаженні зростає величина перерегулювання σ по тиску p_n , похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигун, але час перехідного процесу t_p по тиску p_n та зменшуються затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу. Із збільшенням діаметру поршня d_{y1} при

супутньому навантаженні – зростає затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу, але зменшуються величина перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p по тиску p_y , похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна.

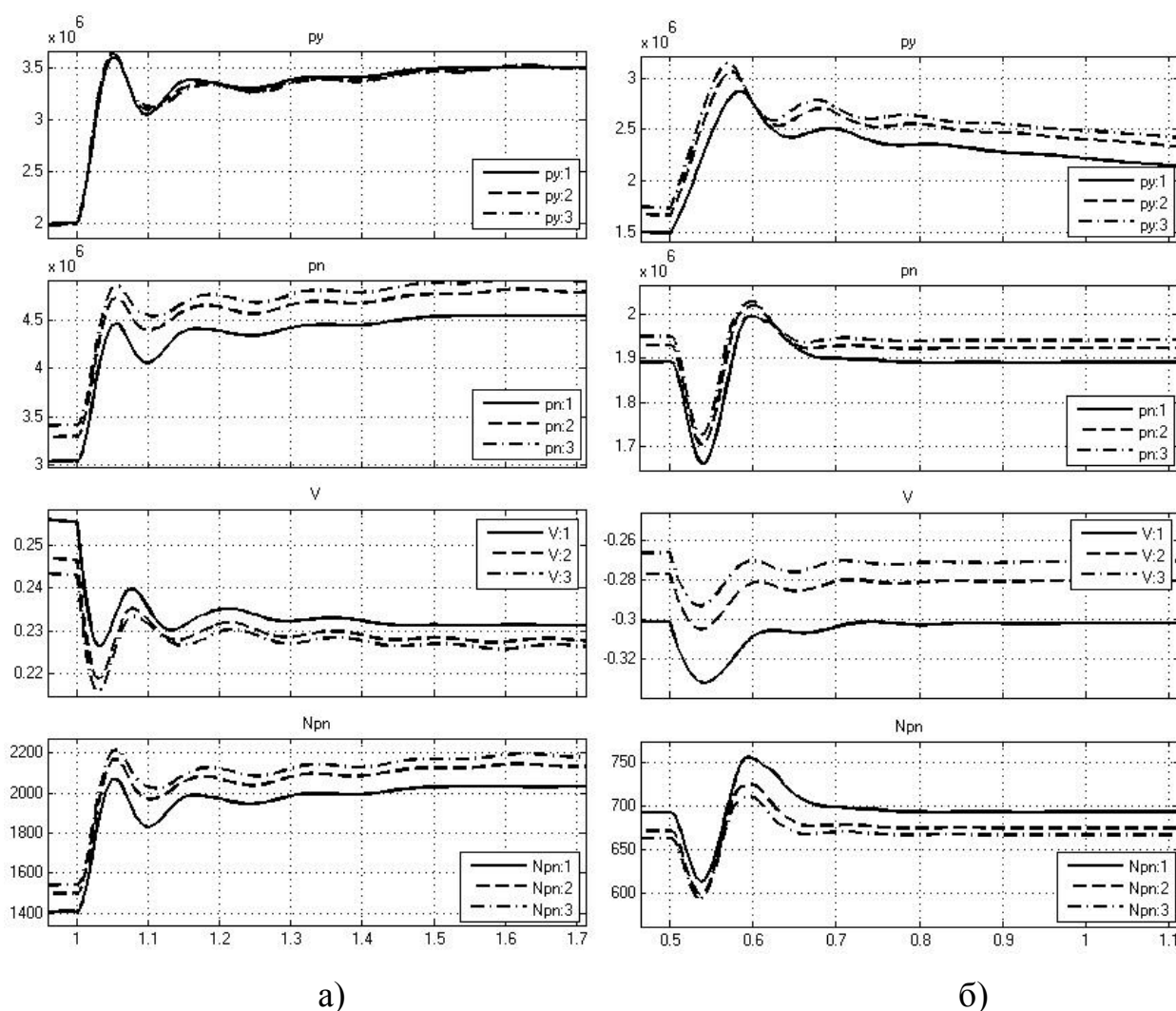


Рис. Д.3 Вплив параметру жорсткості пружини C_y на перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях, де: 1 - $C_y=1 \cdot 10^4$ Н/м; 2 - $C_y=2 \cdot 10^4$ Н/м; 3 - $C_y=2,5 \cdot 10^4$ Н/м.

Аналізуючи рис. Д.3 розраховано, що із збільшенням жорсткості пружини C_y при зустрічному навантаженні зростає час перехідного процесу t_p по тиску p_n , затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу, але зменшуються величина перерегулювання σ по тиску p_n та похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна. При супутньому навантаженні – зростає величина

перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p по тиску p_y , похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна, але зменшуються затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу.

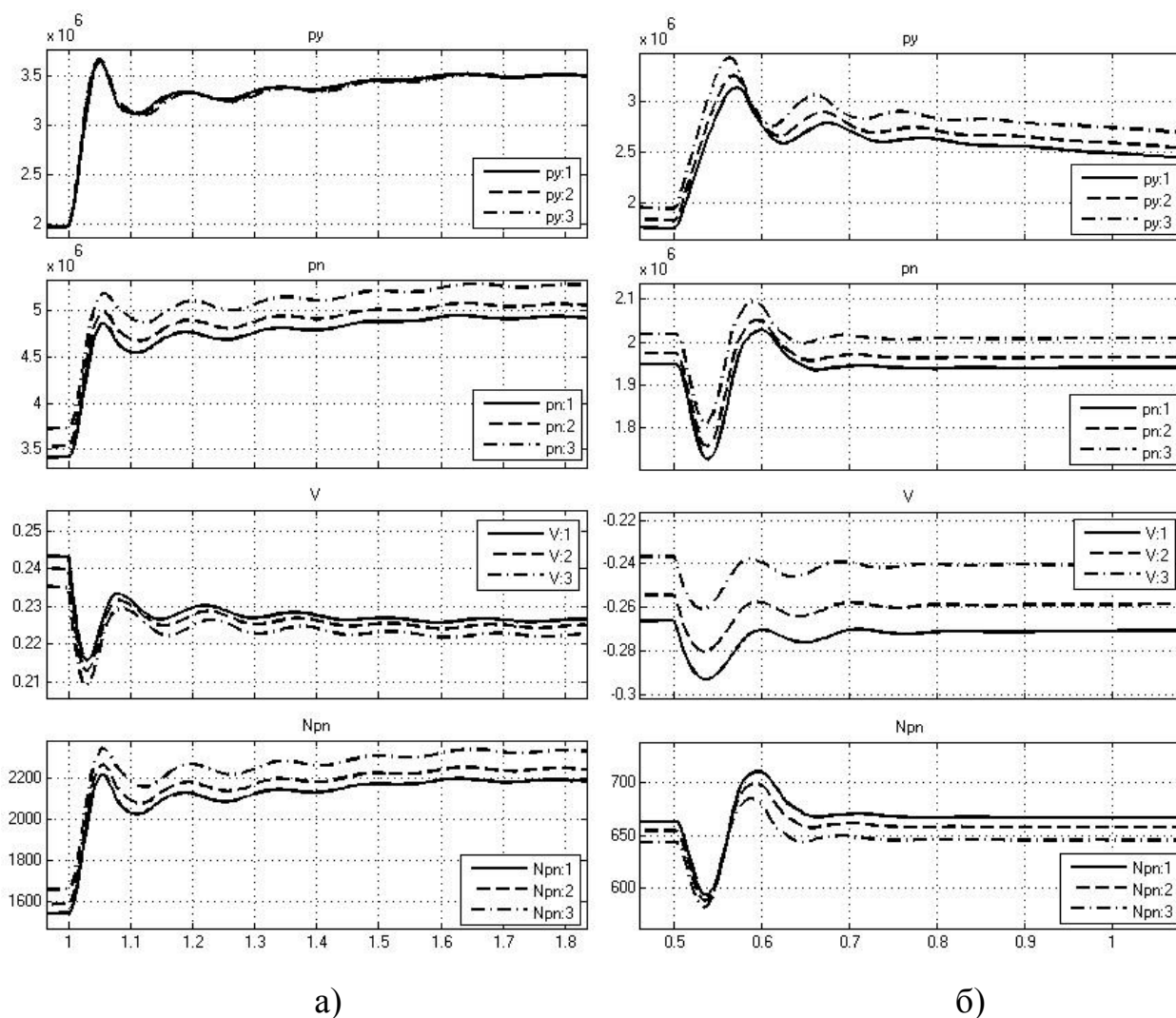


Рис. Д.4 Вплив параметру попереднього стиснення пружини H_y на перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях, де: 1 - $H_y=2 \cdot 10^{-3}$ м; 2 - $H_y=4 \cdot 10^{-3}$ м; 3 - $H_y=7 \cdot 10^{-3}$ м.

Аналізуючи рис. Д.4 розраховано, що із збільшенням попереднього стиснення пружини H_y при зустрічному навантаженні зростає час перехідного процесу t_p по тиску p_n , затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу, але зменшуються похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна. При супутньому навантаженні – зростає час перехідного процесу t_p по тиску p_y ,

похибка δ стабілізації швидкості руху гідродвигуна, але зменшуються затрати потужності $N(p_n)$ гідроприводу.

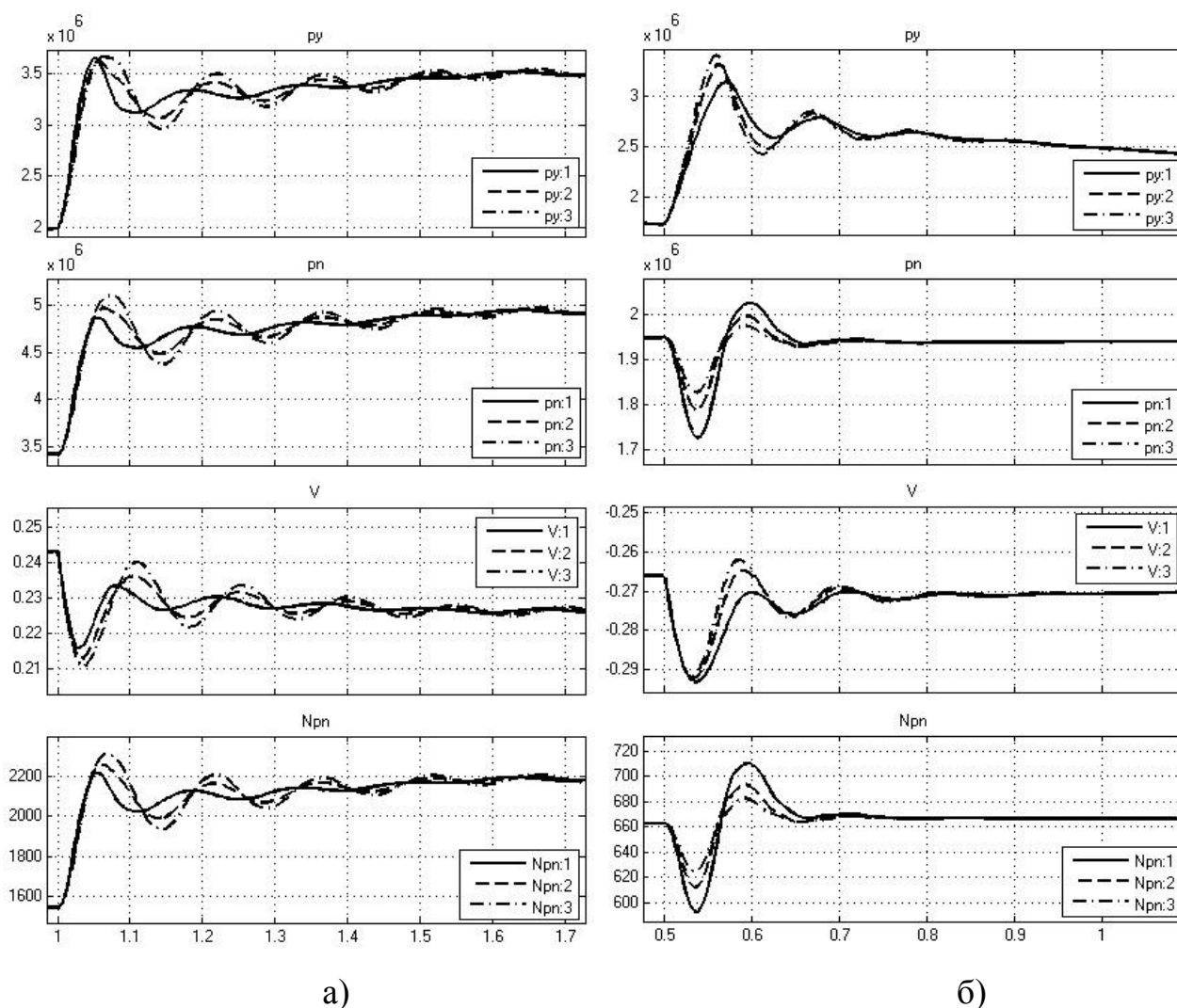


Рис. Д.5 Вплив параметрів площі дросел f_d при зустрічному а) навантаженні та площі дроселя f_b при супутньому б) навантаженні на перехідні процеси в гідроприводі, де: 1 - $f_d=f_b=0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; 2 - $f_d=f_b=0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; 3 - $f_d=f_b=1,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Аналізуючи рис. Д.5 розраховано, що із збільшенням площі дроселів f_d та f_b при зустрічному та супутньому навантаженнях зростає, величина перерегулювання σ та час перехідного процесу t_p по тиску p_n та p_y , відповідно. Вплив площі дроселів f_d та f_b на статичні та енергетичні характеристики не встановлено.

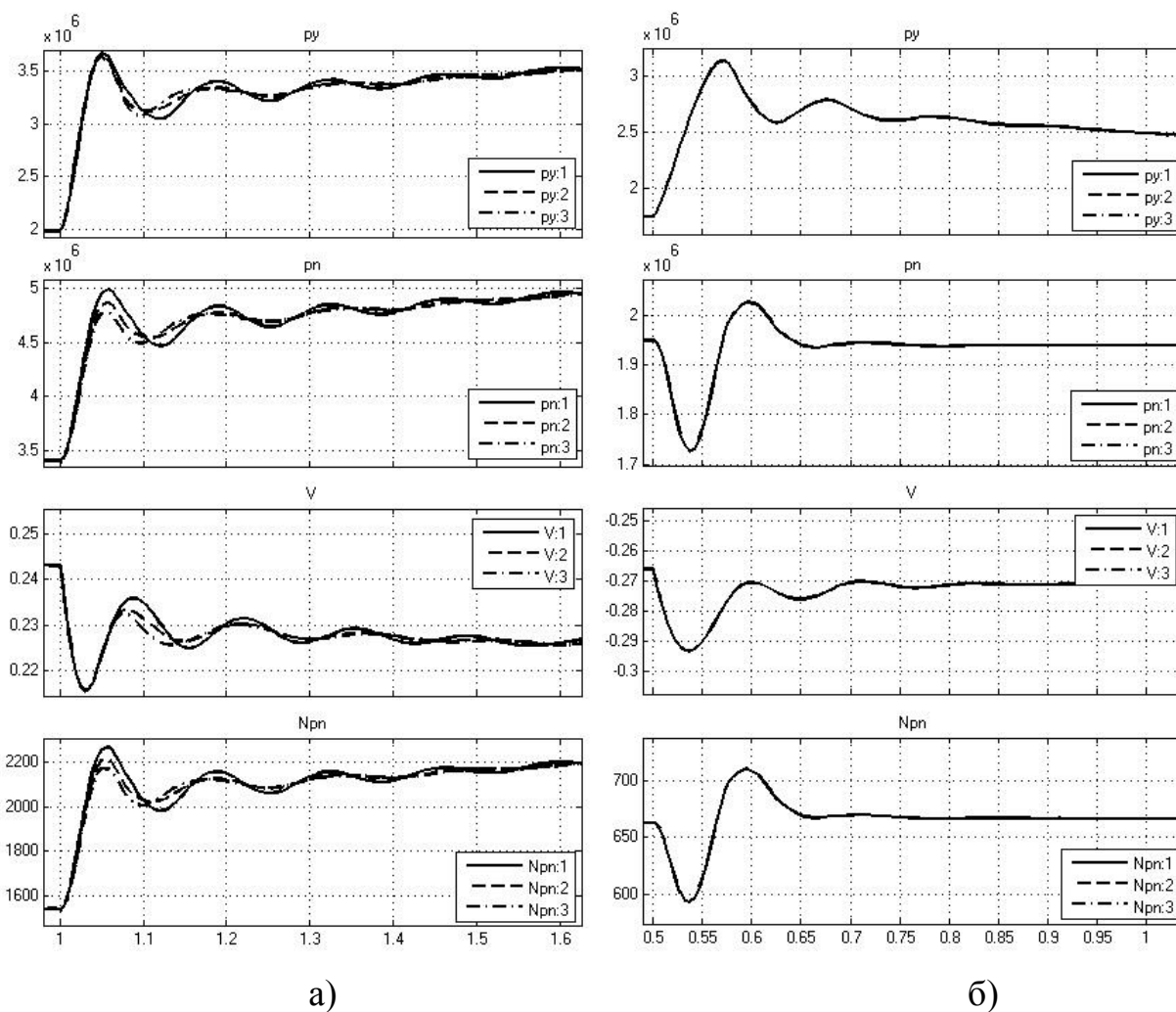


Рис. Д.6 Вплив параметрів об'єму W_d гідролінії врівноважувального клапана при зустрічному а) навантаженні та об'єму W_b гідролінії врівноважувального клапана при супутньому б) навантаженні на перехідні процеси в гідроприводі, де: 1 - $W_d=0,08 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $W_b=0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 2 - $W_d=0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $W_b=0,08 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 3 - $W_d=1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $W_b=0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Аналізуючи рис. Д.6 розраховано, що вплив об'ємів W_d та W_b гідроліній врівноважувального клапана на статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідроприводу не значний або відсутній при зустрічному та супутньому навантаженнях.

ДОДАТОК Е

**Розрахунок оптимальних конструктивних параметрів
врівноважувального клапана для експериментального зразка
гідроприводу стріли**

Дослідження по оптимізації параметрів врівноважувального клапана проведено для режиму роботи з максимальною потужністю (навантаження $T=800\text{Н}$, швидкість руху гідроциліндра $V=0,25\text{м/с}$). В якості комплексний критерій оптимізації W_{opt} використано формулу (3.42) з врахуванням формул (3.43) та (3.44).

Перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному та супутньому навантаженнях до оптимізації показано на рис. Е.1.

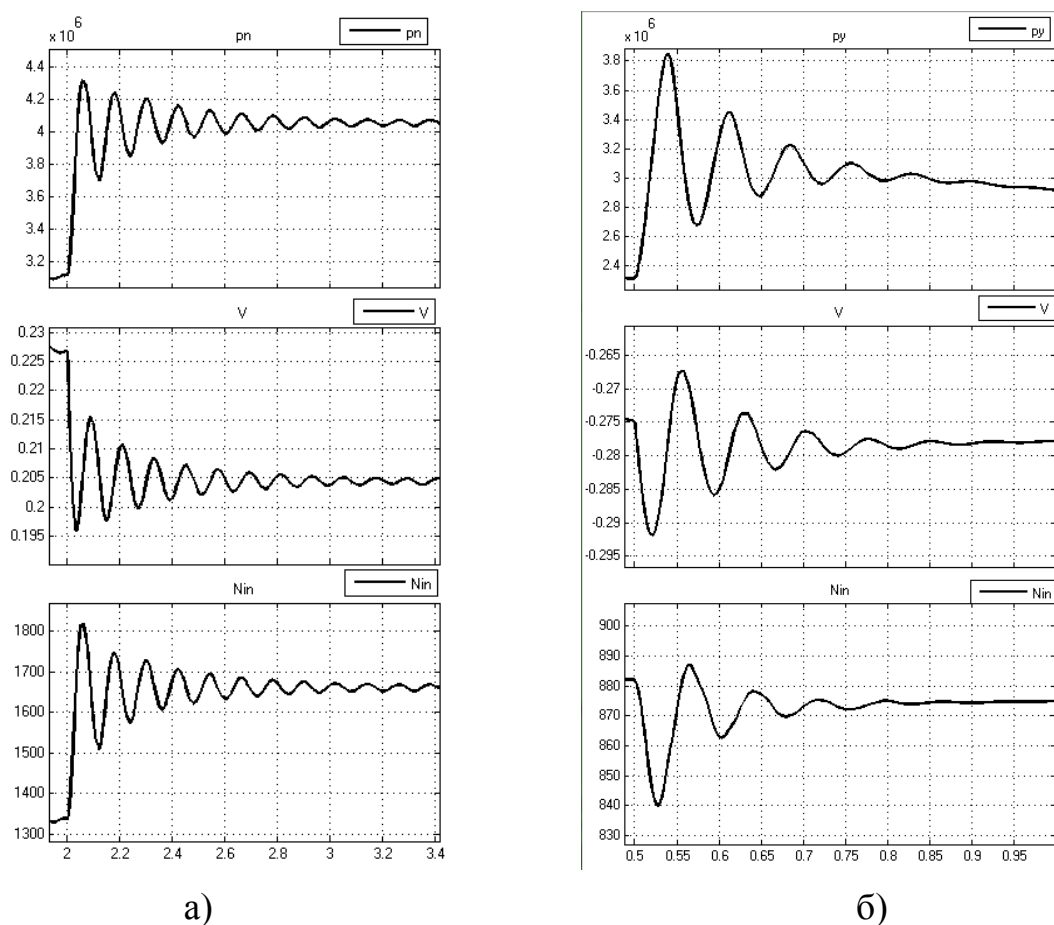


Рис. Е.1 Перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях до оптимізації

В процесі оптимізації використано параметри: площі дроселів f_d та f_b , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , діаметр поршня d_{y1} , діаметр основного золотника d_{y2} та попереднє стиснення пружини H_y , які змінювалися в таких діапазонах: $f_d=f_b=(0,5\dots1,1)\cdot10^{-6}\text{м}^2$, $K_y=(0,5\dots1,5)\cdot10^{-3}\text{м}$, $d_{y1}=(15\dots20)\cdot10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=(15\dots20)\cdot10^{-3}\text{м}$ та $H_y=(2\dots7)\cdot10^{-3}\text{м}$.

Оптимізація виконувалася методом LP-пошуку. В процесі оптимізації розраховано послідовно перехідні процеси для 160 дослідів для зустрічного та супутнього навантаження. Розрахунок проведено для різних комбінацій параметрів f_d , f_b , K_y , d_{y1} , d_{y2} , H_y . Отримано похибки $\delta(V)$, $\delta(V)^*$ стабілізації потоку, величини перерегулювання $\sigma(p_n)$, $\sigma(p_y)^*$, час перехідного процесу $t_p(p_n)$, $t_p(p_y)^*$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)$, $N(p_n)^*$ та по формулі (3.42) розраховано комплексний критерій оптимізації. Проміжні результатами розрахунку наведені в таблиці Е.1 та Е.2.

Таблиця Е.1

Результати розрахунків критерію оптимізації для експериментального зразка гідроприводу стріли при зустрічному навантаженні

№	d_{y2} , мм	f_d , мм ²	H_y , мм	K_y , мм	$\sigma(p_n)$, %	$t_p(p_n)$, с	$\delta(V)$, %	$N(p_n)$, Вт	W_{opt1}
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	15	0,5	2	0,5	4,4	1,4	7,2	1770	0,513811
2				1	8,5	1	8,6	1680	0,491718
3				1,5	10,6	0,7	8,7	1640	0,464526
4			4	0,5	8,9	1,6	6,5	1850	0,554501
5				1	8,50	1,1	8,9	1750	0,516038
6				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
7			7	0,5	16,1	1,8	6,6	1950	0,617736
8				1	14,8	1,5	7,4	1875	0,58085
9				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
10		0,8	2	0,5	36,4	2	8,2	1770	0,704164
11				1	31,9	1,6	10,5	1680	0,66087
12				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
13			4	0,5	34,8	2,1	8,3	1840	0,720191
14				1	31,9	1,7	9,7	1760	0,67371
15				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
16				0,5	не стійка робота гідроприводу				1

Продовж. табл. Е.1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
17			7	1	не стійка робота гідроприводу				1
18				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
19			2	0,5	51,2	2,2	8,1	1770	0,777795
20				1	48,7	1,9	8,6	1670	0,729069
21				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
22			4	0,5	52,5	2,5	9,3	1850	0,839119
23				1	45,2	2	10,7	1750	0,763265
24			7	1,5	не стійка робота гідроприводу				1
25				0,5	не стійка робота гідроприводу				1
26				1	не стійка робота гідроприводу				1
27				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
28	18	0,5	2	0,5	13,6	1	6,9	1380	0,444335
29				1	11,4	0,5	8,5	1300	0,392814
30				1,5	9,1	0,4	11,8	1265	0,407964
31			4	0,5	13,5	1,1	7,3	1420	0,464852
32				1	11,1	0,6	7,8	1340	0,399573
33				1,5	8,6	0,4	9,5	1300	0,384278
34			7	0,5	13,9	1,2	5,8	1480	0,467813
35				1	11,5	0,7	8,3	1400	0,426202
36				1,5	8,3	0,5	10,4	1370	0,414587
37		0,8	2	0,5	26,2	1,2	10,6	1380	0,554789
38				1	26,8	0,8	12,5	1295	0,526419
39				1,5	24,4	0,65	14,3	1260	0,518447
40			4	0,5	27,3	1,5	15,6	1420	0,654188
41				1	25	1,1	11,9	1335	0,548806
42				1,5	24,4	0,8	11,6	1305	0,508418
43			7	0,5	27,90	1,6	8,4	1480	0,590434
44				1	25	1,4	9,8	1400	0,563954
45				1,5	24,9	1,2	11,2	1360	0,553997
46		1,1	2	0,5	41,4	2,2	11,9	1380	0,726469
47				1	40	1,1	13,4	1295	0,615959
48				1,5	35	0,9	12,9	1265	0,566908
49			4	0,5	42,5	2,5	10,9	1420	0,754863
50				1	39,1	1,3	11,2	1330	0,611975
51				1,5	38	1	12,5	1300	0,58867
52			7	0,5	45,9	3	9,5	1470	0,80858
53				1	43,2	1,4	10,6	1400	0,640828
54				1,5	39,5	1,1	11,3	1380	0,602332
55			2	0,5	41,5	1,4	11,5	1240	0,620568
56				1	31,6	0,6	13,2	1175	0,514019
57				1,5	24,4	0,45	15,2	1140	0,490637
58				0,5	36,9	1,5	9,3	1270	0,59211

Продовж. табл. Е.1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
59	20	0,5	4	1	29,5	0,8	11,2	1195	0,50565
60				1,5	26,7	0,5	13	1170	0,482735
61			7	0,5	38,1	1,9	8,7	1310	0,635608
62				1	28,9	0,9	11,6	1230	0,523546
63				1,5	27,2	0,6	14,6	1205	0,518906
64		0,8	2	0,5	42,5	2	10,8	1240	0,675987
65				1	41	1	13,2	1170	0,588065
66				1,5	35	0,7	16,8	1145	0,5746
67			4	0,5	42,8	2,2	9,3	1270	0,683962
68				1	40	1,2	11,9	1190	0,592053
69				1,5	35,7	0,9	16,5	1165	0,596719
70			7	0,5	43	2	9,6	1310	0,674407
71				1	42	1,3	12,3	1230	0,620348
72				1,5	35,8	1	14,5	1205	0,589575
73		1,1	2	0,5	54	2,5	10,8	1260	0,771657
74				1	43	1,2	15,6	1170	0,643875
75				1,5	41	1	16,9	1140	0,627236
76			4	0,5	52,6	2,8	9,3	1260	0,77872
77				1	42,5	1,4	10,3	1180	0,600839
78				1,5	39	1,1	14,5	1165	0,605273
79			7	0,5	52,5	3	9,7	1300	0,809237
80				1	42,5	1,5	11,9	1230	0,637467
81				1,5	41	1,2	12,8	1205	0,608716

Таблиця Е.2

**Результати розрахунків критерію оптимізації для експериментального
зразка гідроприводу стріли при супутньому навантаженні**

№	$dy1, \text{мм}$	$fb, \text{мм}^2$	$H_y, \text{мм}$	$K_y, \text{мм}$	$\sigma(py), \%$	$tp(py), \text{с}$	$\delta(V), \%$	$N(pn), \text{Вт}$	W_{opt2}
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1		0,5	2	0,5	47,5	0,2	2,6	882	0,553851
2				1	62,9	0,32	2,5	825	0,609621
3				1,5	80,5	0,35	1,7	820	0,61547
4			4	0,5	47	0,25	2,7	913	0,588408
5				1	64	0,3	2	838	0,584708
6				1,5	81	0,4	1,8	825	0,643736
7			7	0,5	48	0,3	1,6	974	0,581426
8				1	63	0,45	1	875	0,614225
9				1,5	82,5	0,7	0,5	850	0,724786
10				0,5	51	0,22	2,6	883	0,568713

Продовж. табл. Е.2

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
11	15	0,8	2	1	67,3	0,25	3,8	826	0,645228
12				1,5	92,1	0,3	2,3	820	0,640537
13			4	0,5	53	0,18	2,1	915	0,542613
14				1	64	0,22	2	838	0,550422
15				1,5	90	0,3	1,5	824	0,602623
16			7	0,5	52,7	0,23	1,6	975	0,559768
17				1	66,7	0,35	1,1	875	0,582137
18				1,5	95	0,52	0,5	850	0,669011
19				0,5	55	0,18	2,6	884	0,558716
20		1,1	2	1	73,6	0,24	2,2	825	0,580293
21				1,5	108	0,3	2	820	0,654383
22			4	0,5	53,5	0,2	2,1	914	0,551731
23				1	75	0,25	2	837	0,581775
24				1,5	105	0,36	1,5	820	0,652747
25			7	0,5	54	0,25	1,6	974	0,570254
26				1	76,9	0,3	1,1	875	0,578144
27				1,5	117	0,5	0,7	845	0,705397
28	18	0,5	2	0,5	17,5	0,31	4,2	833	0,605746
29				1	32,5	0,4	3,9	825	0,654164
30				1,5	41,5	0,5	3,6	837	0,702764
31			4	0,5	19	0,28	3,4	843	0,562974
32				1	28,7	0,37	2,3	822	0,562777
33				1,5	43,2	0,47	2,1	828	0,623377
34			7	0,5	22	0,22	2,5	866	0,509465
35				1	38,1	0,35	1,9	825	0,553419
36				1,5	50	0,46	1,8	820	0,614921
37		0,8	2	0,5	36	0,31	4,3	832	0,641507
38				1	53,1	0,4	3,6	825	0,676044
39				1,5	72,2	0,45	2,6	837	0,68937
40			4	0,5	41,9	0,27	3,4	842	0,597526
41				1	51,4	0,35	2,6	822	0,606342
42				1,5	71,4	0,42	2,4	828	0,663487
43			7	0,5	40,5	0,25	2,9	865	0,571416
44				1	51,2	0,3	2,5	825	0,58105
45				1,5	61,9	0,35	1,8	820	0,58812
46		1,1	2	0,5	45,2	0,3	3,65	832	0,624059
47				1	52,9	0,4	3,6	825	0,675702
48				1,5	74,3	0,5	3,3	837	0,745499
49			4	0,5	41,7	0,27	3,6	843	0,606381
50				1	52,6	0,36	3,2	820	0,63873
51				1,5	81,8	0,45	2,7	827	0,707148
52			7	0,5	36,8	0,25	2,5	865	0,547314
53				1	55	0,35	1,6	825	0,568974

Продовж. табл. Е.2

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
54				1,5	73,7	0,4	1,5	820	0,616386
55	20	0,5	2	0,5	10,5	0,15	4	825	0,513858
56				1	19,3	0,2	3,7	832	0,53915
57				1,5	37,5	0,31	3,1	850	0,596276
58			4	0,5	10,3	0,18	4,5	826	0,548904
59				1	18,5	0,22	3	827	0,513705
60				1,5	36	0,25	2,5	837	0,537331
61			7	0,5	11,1	0,15	3,4	836	0,491602
62				1	19,1	0,24	2,6	822	0,503985
63				1,5	37,8	0,32	2,4	826	0,562579
64		0,8	2	0,5	22	0,22	3,7	823	0,549568
65				1	40,5	0,35	2,9	835	0,605043
66				1,5	59	0,37	2,2	850	0,618742
67			4	0,5	21	0,24	3,5	826	0,548464
68				1	41,2	0,37	2,7	828	0,603768
69				1,5	58	0,38	2	838	0,608737
70			7	0,5	20	0,25	3,4	836	0,549673
71				1	40,9	0,3	2,5	822	0,56252
72				1,5	60,4	0,4	1,8	826	0,60883
73	20	1,1	2	0,5	30,5	0,22	3,4	824	0,551072
74				1	51	0,3	2,6	835	0,58823
75				1,5	70,4	0,32	2,1	850	0,612357
76			4	0,5	31,3	0,25	4,2	827	0,601775
77				1	48,9	0,35	2,4	829	0,595333
78				1,5	69	0,37	2,3	840	0,637204
79			7	0,5	32,5	0,28	2,7	842	0,554632
80				1	50	0,37	2,5	822	0,608076
81				1,5	71,7	0,45	1,9	827	0,654327

В результаті розрахунку (див. таб. Е.1) критерію оптимізації при зустрічному навантаженнях встановлено, що $W_{opt1}=0,384278$ оптимальне в 33 досліді. Для супутнього навантаження (див. таб. Е.2) найменший критерій оптимізації $W_{opt2}=0,513705$ при 61 досліді.

Просумувавши результати розрахунку, встановлено, що комплексний критерій оптимізації буде найменший $W_{opt}=0,91328$ для досліді 32 при зустрічному навантаженні та досліді 59 при супутнього навантаженні.

Розраховано конструктивні параметри врівноважувального клапана для гідроприводу стріли, де оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20 \cdot 10^{-3}\text{м}$,

$d_{y2}=18\cdot 10^{-3}\text{м}$, $H_y=4\cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=1\cdot 10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5\cdot 10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=11,1\%$, $\sigma(p_y)^*=18,5\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=0,6\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,22\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=7,8\%$, $\delta(V)^*=3\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=1340\text{Вт}$, $N(p_n)^*=827\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

Перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному та супутньому навантаженнях після оптимізації показано на рис. Е.2.

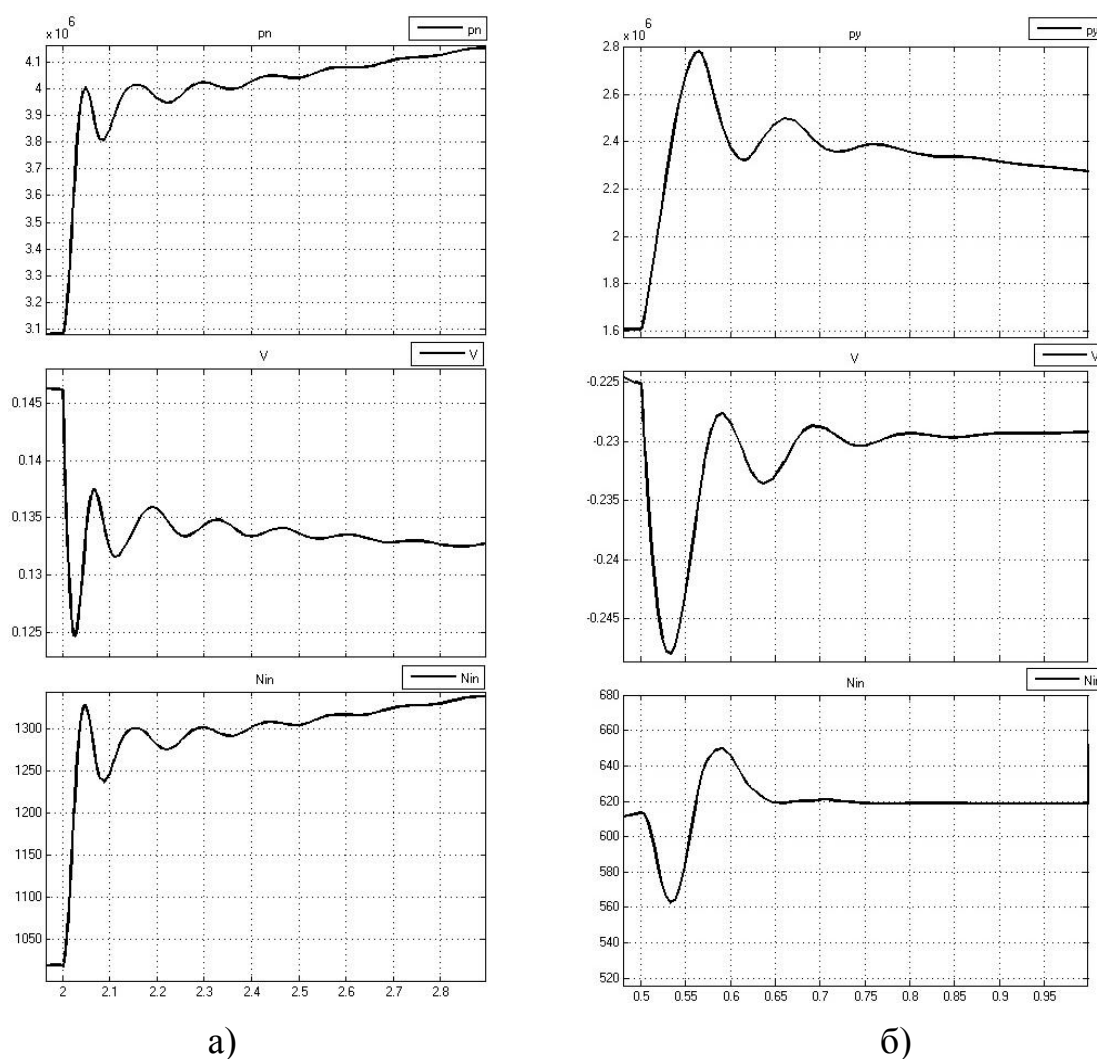


Рис. Е.2 Перехідні процеси в гідроприводі при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях після оптимізації

ДОДАТОК Ж

Апроксимація залежності величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан за результатами дослідження статичних характеристик гідроприводу

В розділі 4 в таблицях 4.4 та 4.5 описано результати дослідження статичних характеристик гідроприводу на експериментальному стенді [94]. За результатами дослідження проведено апроксимацію залежності величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ через врівноважувальний клапан від величини тиску p_y від навантаження та перепаду тисків Δp_y на основному золотнику врівноважувального клапана. Апроксимація проводилася за допомогою програмного продукту DataFit version 9.1.32. В якості моделі розрахунку залежності обрано рівняння ID:

$$Y = A + B/X_1 + C \cdot X_2 + D/X_1^2 + E \cdot X_2^2 + F \cdot X_2/X_1, \quad (\text{Ж.1})$$

де A, B, C, D, E, F – сталі коефіцієнти, X_1 – величина перепаду тисків Δp_y на основному золотнику, X_2 – величини тиску p_y від навантаження, Y – величини подачі Q_y через врівноважувальний клапан.

Обрано найбільш точну модель з коефіцієнтом детермінації $R^2=0,989$ для залежності $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$. Залежність величини подачі $Q_y=f(p_y, \Delta p_y)$ від величини тиску p_y від навантаження та перепаду тисків Δp_y на основному золотнику врівноважувального клапана має вигляд:

$$Q_y = 7,11 \cdot 10^{-4} - \frac{2,16 \cdot 10^2}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-10} \cdot p_y + \frac{5,34 \cdot 10^7}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-18} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot 10^{-5} \cdot p_y}{\Delta p_y} \quad (\text{Ж.2})$$

ДОДАТОК И

Підтвердження адекватності математичної моделі експериментального зразка гідроприводу стріли

На рис. И.1 показано перехідний процес по тиску p_n в гідроприводі (див. рис. 4.11) для зустрічного навантаження під час зміни навантаження від 200Н до 450Н. Також розрахований перехідний процес по тиску p_n в гідроприводі (див. рис. 3.11) комп'ютерним моделюванням та показано на рис. И.2.

Графік перехідного процесу зміни величини тиску $p_y'(t)$ в робочій гідролінії між поршнем гідроциліндра та основним золотником врівноважувального клапана (рис. И.2) за допомогою нелінійної математичної моделі при однакових початкових параметрах з експериментальним стендом.

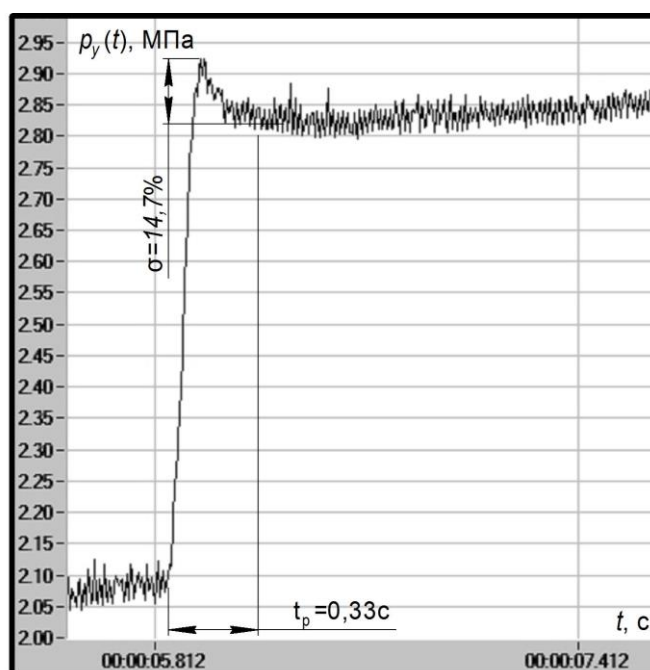


Рис. И.1 Експериментально визначені динамічні характеристики гідроприводу з врівноважувальним клапаном при навантаженні стріли у 450 Н

Для підтвердження адекватності математичної моделі визначено помилку експерименту. При цьому експериментальна осцилограма (рис. И.1) порівнювалася з розрахунковою (рис. И.2) у п'яти точках $N=5$. Крім того

експериментальна осцилограма отримувалася за однакових умов тричі $r=3$. Для оцінювання відхилень величини тиску $p_y(t)$ від середнього його значення $\bar{p}_y(t)$ обчислювалась дисперсія паралельних дослідів S_j^2 . Результати дослідів і їх розрахункові параметри наведені в таблиці И.1.

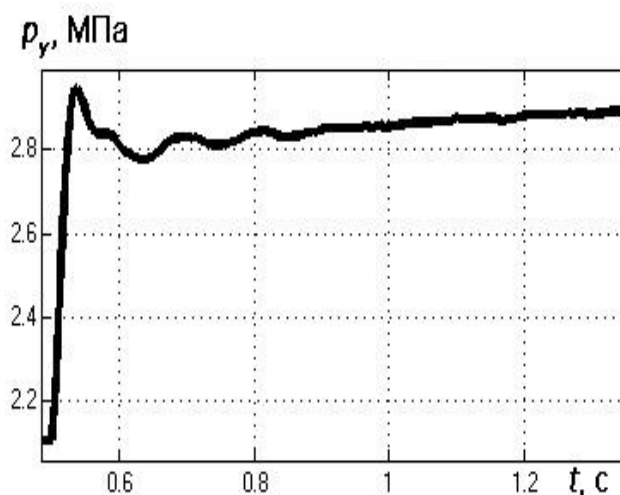


Рис. И.2 – Комп'ютерне моделювання динамічні характеристики гідроприводу з врівноважувальним клапаном при навантаженні стріли у 450 Н

Таблиця И.1

Результати дослідів осцилограм при навантаженні стріли в 450 Н

Номер	Значення тиску $p_y(t) \times 10^6$ МПа				$y_1 - \bar{y}$	$y_2 - \bar{y}$	$y_3 - \bar{y}$	$(y_1 - \bar{y})^2$	$(y_2 - \bar{y})^2$	$(y_3 - \bar{y})^2$	S_j^2
	y_1	y_2	y_3	\bar{y}							
1	2.92	3.1	2.95	2.99	-0.07	0.11	-0.04	0.005	0.012	0.002	0.009
2	2.81	2.93	2.82	2.85	-0.04	0.08	-0.03	0.002	0.006	0.001	0.004
3	2.84	2.95	2.85	2.88	-0.04	0.07	-0.03	0.002	0.005	0.001	0.004
4	2.85	2.97	2.87	2.90	-0.05	0.07	-0.03	0.002	0.005	0.001	0.004
5	2.87	2.98	2.89	2.91	-0.04	0.07	-0.02	0.002	0.004	0.001	0.003
Σ				14.53	Σ						0.025

Однорідність дисперсії паралельних дослідів перевірялася за G-критерієм Кохрена:

$$G_{py} = S_{j\max}^2 / \sum_{j=1}^N S_j^2 = 0,009/0,025 = 0,372. \quad (\text{И.1})$$

Гіпотеза про однорідність дисперсії підтверджується, якщо розрахункове значення критерію не перевищує табличного [103]. Рівень значущості всіх розглядуваних критеріїв $\alpha=0,05$. При цьому вірогідність P істинної відповіді складе:

$$P = 1 - \alpha = 1 - 0,05 = 0,95 \text{ або } 95\%. \quad (\text{И.2})$$

Розрахункове значення критерію порівнювалось з табличним для ступенів свободи чисельника $f_1 = r - 1 = 3 - 1 = 2$ і знаменника $f_2 = N = 5$. Оскільки $G_{tab}=0,684 > G_{py}=0,372$ [103], то гіпотеза про однорідність паралельних досліджень приймається. Отже, дисперсія відтворюваності буде рівною:

$$S^2(y) = \sum_{j=1}^N S_j^2 / N = 0,025/5 = 0,005. \quad (\text{И.3})$$

Помилка експерименту складає:

$$S(y) = \sqrt{S^2(y)} = \sqrt{0,005} = 0,071. \quad (\text{И.4})$$

В таблиці И.2 наведено розрахункові значення для визначення дисперсії адекватності, де \bar{y} – середнє арифметичне значення тиску $\bar{p}_y(t)$ в робочій гідролінії, що отримане в процесі експериментальних досліджень; y' – значення тиску $p_y'(t)$ в робочій гідролінії, що отримане в процесі математичного моделювання.

Таблиця И.2.

Результати розрахунку дисперсії адекватності

Номер	\bar{y}	y'	$\bar{y} - y'$	$(\bar{y} - y')^2$
1	2.99	3.15	-0.16	0.026
2	2,85	2.76	0.09	0.008
3	2,88	2.82	0.06	0.004
4	2,90	2.86	0.04	0.002
5	2,91	2.9	0.01	0.0001
Σ				0.04

Адекватність математичної моделі оцінювалася за критерієм Фішера:

$$F_{py} = S_{ag}^2 / S^2(y). \quad (\text{И.5})$$

Тоді дисперсія адекватності становить:

$$S_{ag}^2 = \frac{1}{N - \beta} \sum_{j=1}^N (\bar{y} - y')^2 = \frac{1}{5 - 1} 0,04 = 0,01. \quad (\text{И.6})$$

Розрахунковий критерій Фішера за формулою И.7:

$$F_{py} = 0,01/0,005 = 2. \quad (\text{И.7})$$

За [103] визначено критичне (табличне) значення F-критерію для ступенів свободи $f_1^* = N - \beta = 5 - 1 = 4$ і $f_2^* = N(r - 1) = 5(3 - 1) = 10$. Оскільки $F_{py} = 2 < F_{tab} = 3,5$, то математична модель (3.34) є адекватною.

ДОДАТОК К

Дослідження швидкодії сервозолотника рівноважувального клапана

Експериментальний стенд для дослідження сервозолотника рівноважувального клапана створено в лабораторії гідравліки та гідроприводу кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету (див. рис. 4.9) [98].

Досліджено перехідні процеси в робочій гідролінії експериментального стенду (рис. К.1). Після роботи виконавчого органу відбувається вмикання і вимикання сервозолотника, що в свою чергу супроводжується падінням тиску p_y в робочій гідролінії. Отримані перехідні процеси дозволяють розрахувати швидкодію сервозолотника від навантаження на виконавчому органу. Навантаження змінювалося від 200 до 800 Н. Виконано по три заміри при різних режимах роботи та середні значення отриманих результатів зображено на рис. К.2, а та К.2, б.

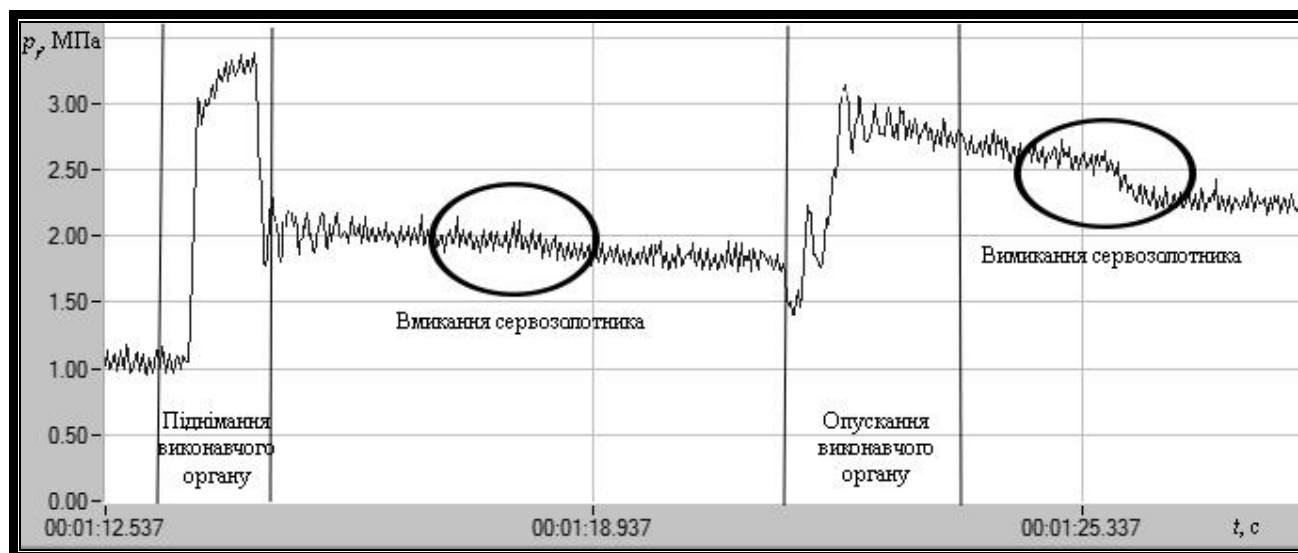
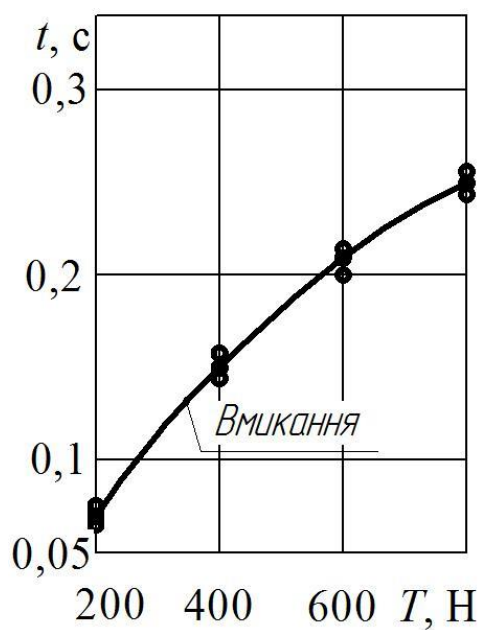
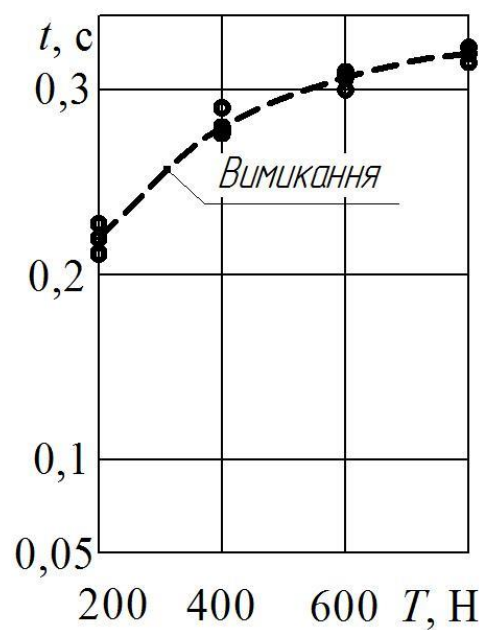


Рис. К.1 Перехідні процеси в робочій гідролінії експериментального стенду



а)



б)

Рис. К.2 Вплив навантаження на виконавчому органу на швидкодію сервозолотника врівноважувального клапана: а) – при вмиканні та б) – при вимиканні сервозолотника

Вмикання сервозолотника майже не впливає на падіння тиску, а процес переключення є швидким в порівнянні із вимиканням. Тривалість вмикання сервозолотника змінюється від 0,07 до 0,25 с при збільшенні навантаження від 200 до 800 Н на виконавчому органу. Тривалість вимикання сервозолотника змінюється від 0,22 до 0,32 с при аналогічному збільшенні навантаження від 200 до 800 Н на виконавчому органу.

ДОДАТОК Л

Алгоритм розрахунку конструктивних параметрів врівноважувального клапана для багаторежимного гідроприводу

Алгоритм розрахунку конструктивних параметрів врівноважувального клапана (див. рис. Л.1) для багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача зведено до схеми із етапами: отримання початкових умов, комп'ютерного моделювання, розрахунку та оптимізації параметрів, виготовлення дослідного зразка та перевірка його характеристик.

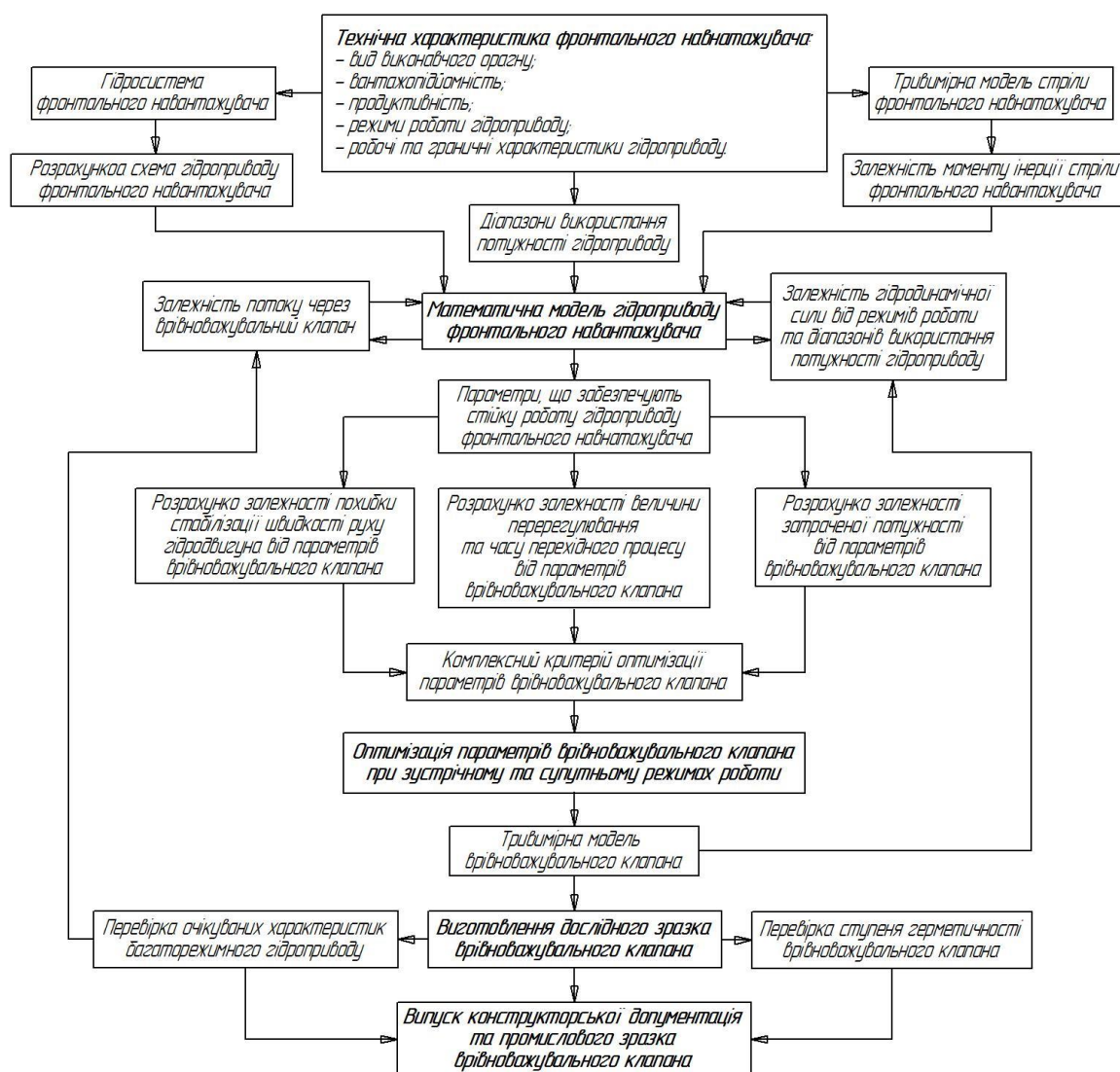


Рис. Л.1 Алгоритм розрахунку конструктивних параметрів
врівноважувального клапана

ДОДАТОК М

**Розрахункові схеми та математичні моделі багаторежимного
гідроприводу стріли фронтального навантажувача**

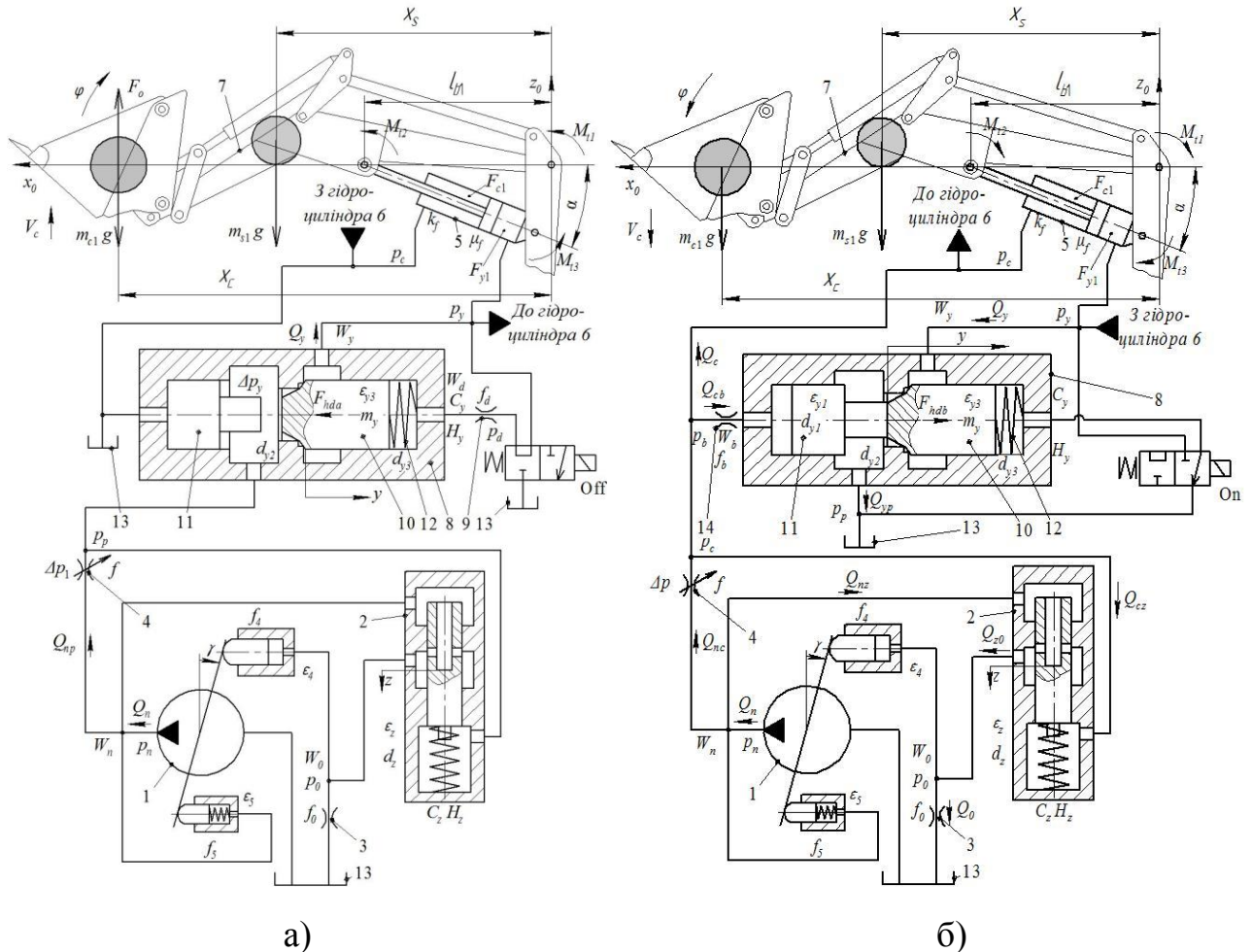


Рис. М.1 Розрахункові схеми багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача при зустрічному а) та супутньому б) навантаженнях

Розрахункові схеми багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача (див. рис. М.1) включають регульований насос 1 з регулятором подачі 2 та нерегульований дросель 3. Регульований дросель 4 встановлює подачу Q_{np} робочої рідини до гідроциліндрів 5, 6, що рухають стрілу 7 фронтального навантажувача. Також до схеми входить врівноважувальний клапан 8 із нерегульованими дроселями 9 та 14, основним золотником 10,

поршнем 11 і пружиною 12. Під позицією 13 показано гідробак.

Гідропривод працює таким чином. Робоча рідина від регульованого насоса 1 подається через робоче вікно f регульованого дроселя 4 та відкритий основний золотник 10 до поршневих камер гідроциліндрів 5, 6. Відбувається переміщення штоків та піднімання стріли 7 (див. рис. М.1, а) фронтального навантажувача. Злив робочої рідини здійснюється із штокових камер гідроциліндрів 5, 6 в гідробак 13. Для опускання стріли 7 (див. рис. М.1, б) робоча рідина подається від регульованого насоса 1 через вікно f регульованого дроселя 4 до штокових камер гідроциліндрів 5, 6. Врівноважувальний клапан 8 підключений до гідролінії нагнітання через дросель 14. За рахунок переміщення поршня 11 відбувається відкриття основного золотника 10 та зливання робочої рідини з поршневих камер гідроциліндрів 5, 6 в гідробак 13.

Регулятор подачі 2 визначає перепад тиску Δp_1 на регульованому дроселі 4 та підтримує постійне значення потоку через нього. Врівноважувальний клапан 8 забезпечує стабілізацію потоку робочої рідини не залежно від навантаження $m_{cl}g$.

Рівняння математичних моделей багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача складені з такими припущеннями: розглядаються зосереджені параметри гідроприводу; температура та в'язкість робочої рідини прийнята постійною; хвильові процеси в гідроприводі не враховувались; податливості камер гідроприводу, а також стисливість робочої рідини враховувались як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні; тиск рідини в зливних гідролініях постійний; режими роботи – безкавітаційні; втрати тиску в гідролініях не враховувались; сили сухого тертя для золотників не враховуються; перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та врівноважувального клапана не враховувалось; діями сил від зливного тиску нехтуємо; вантаж, що піднімається фронтальним навантажувачем, розподілений по ківшові рівномірно; геометричні параметри гідроциліндрів 5, 6 фронтального навантажувача прийнято однаковими; координати, швидкості

руху та прискорення штоків прийнято, відповідно, рівними між собою, оскільки гідроциліндри 5, 6 фронтального навантажувача закріплені на спільній рамі, а штоки мають жорсткий зв'язок.

На основі розрахункових схем (див. рис. М.1), знайдених залежностей (розділи 2–4) та прийнятих припущень складено математичні моделі, що включає систему нелінійних диференціальних рівнянь. Нелінійна математична модель гідроприводу для роботи із зустрічним навантаженням включає рівняння нерозривності потоків робочої рідини для гідроліній гідроприводу:

$$0,25 \cdot \pi \cdot d_7^2 \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(g) = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \times \\ \times \operatorname{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_{n1} \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (\text{M.1})$$

$$\mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) = 7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + \\ + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y} - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_{p1} \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (\text{M.2})$$

$$7,11 - \frac{2,16 \cdot 10^6}{\Delta p_y} + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot p_y + \frac{5,33 \cdot 10^{12}}{\Delta p_y^2} + 2,61 \cdot 10^{-12} \cdot p_y^2 - \frac{7,06 \cdot p_y}{\Delta p_y} = \\ = 2F_{y1} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{l_b}{\sin(\alpha)} + \mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) + \beta_1 \cdot W_{y1} \cdot \frac{dp_y}{dt}; \quad (\text{M.3})$$

$$\mu \cdot f_d \cdot \sqrt{\frac{2|p_y - p_d|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_y - p_d) = \beta_2 \cdot W_d \cdot \frac{dp_d}{dt} - \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (\text{M.4})$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (\text{M.5})$$

та рівняння рівноваги сил, що діють на золотники врівноважувального клапана 8 і регулятора подачі 2:

$$\begin{aligned}
m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = & p_y \cdot \frac{\pi \cdot d_{y2}^2}{4} - p_d \cdot \frac{\pi \cdot d_{y3}^2}{4} - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) - \\
& -(88,01 - 1,82 \cdot 10^5 \cdot Q_y - 24,47 \cdot p_y + 0,53 \cdot 10^9 \cdot Q_y^2 + \\
& + 5,34 \cdot p_y^2 - 1,79 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y); \quad (M.6)
\end{aligned}$$

$$\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_z \cdot l_z}{\varepsilon_z} \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_p \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z (H_z + z). \quad (M.7)$$

Рівняння рівноваги моментів на планшайбі регульованого насоса 1 та на стрілі 7 фронтального навантажувача описується за формулами:

$$\begin{aligned}
J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = & p_n \cdot f_5 \cdot l - p_0 \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_4 \cdot l_4^2}{\varepsilon_4} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_5 \cdot l_5^2}{\varepsilon_5} \times \\
& \times \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos(\gamma) + (m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_3 \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n); \quad (M.8)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_m \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = & p_y \cdot 2F_{y1} \cdot l_{b1} \cdot \sin(\alpha) - m_{s1} \cdot g \cdot x_s - m_{c1} \cdot g \cdot x_c - 2 \times \\
& \times [m_{c1} \cdot g \cdot x_c + m_{s1} \cdot g \cdot x_s] \cdot \mu_f \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_{b1} \cdot \sin(\alpha) - \\
& - 2 \left[\pi \cdot d_{c1} \cdot b_{c1} \cdot k_f + \pi \cdot d_{s1} \cdot b_{s1} \cdot k_f \right] \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_{b1} \cdot \sin(\alpha) - \\
& - 2M_{t1} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - 2M_{t2} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - 2M_{t3} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + F_o \cdot x_c. \quad (M.9)
\end{aligned}$$

Нелінійна математична модель гідроприводу для роботи із супутнім навантаженням схожа на математичну модель (М.1)–(М.9), однак має певні зміни за рахунок комутації гідроліній, а саме: рівняння (М.2) на рівняння (М.10), рівняння (М.4) на рівняння (М.11), рівняння (М.3) на рівняння (М.12), рівняння (М.6) на рівняння (М.13), рівняння (М.9) на рівняння (М.14):

$$\begin{aligned} \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = -2F_c \cdot V + \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \times \\ \times \text{sign}(p_c - p_b) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta_1 \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \end{aligned} \quad (\text{M.10})$$

$$\mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_c - p_b) = \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt} + \beta_2 \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt}; \quad (\text{M.11})$$

$$\mu \cdot K_y \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2p_y}{\rho}} + \beta_1 \cdot W_y \cdot \frac{dp_y}{dt} = -2F_{y1} \cdot V; \quad (\text{M.12})$$

$$\begin{aligned} m_y \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} - \left[\frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y1} \cdot l_{y1}}{\varepsilon_{y1}} + \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_{y3} \cdot l_{y3}}{\varepsilon_{y3}} \right] \cdot \frac{dy}{dt} - C_y (H_y + y) + \\ + (24,62 + 8,89 \cdot 10^4 \cdot Q_y + 8,25 \cdot p_y + 0,57 \cdot 10^8 \cdot Q_y^2 + \\ + 2,26 \cdot p_y^2 - 1,17 \cdot 10^4 \cdot Q_y \cdot p_y) \end{aligned} \quad (\text{M.13})$$

$$\begin{aligned} I_m \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = 2p_y \cdot F_{y1} \cdot l_{b1} \cdot \sin[\psi(\varphi)] - 2p_c \cdot F_{c1} \cdot l_{b1} \cdot \sin[\psi(\varphi)] - m_{s1} \cdot g \cdot x_s(\varphi) \cdot \cos[\lambda(\varphi)] - \\ - m_{c1} \cdot g \cdot x_c \cdot \cos[\lambda(\varphi)] + 2F_{\Sigma t} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \cdot l_{b1} \cdot \sin[\psi(\varphi)] + 2M_{t1} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + \\ + 2M_{t2} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) + 2M_{t3} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right). \end{aligned} \quad (\text{M.14})$$

В нелінійних диференціальних рівняннях (М.1)–(М.14) математичної моделі прийняті такі позначення, що раніше не використовувалися: d_{c1} , d_{s1} , b_{c1} , b_{s1} – діаметри та ширини ущільнень поршня та штока гідроциліндрів 5, 6, відповідно; W_{n1} , W_{p1} , W_{y1} – об’єми гідроліній; m_{c1} , m_{s1} – зведені маси вантажу та стріли 7, відповідно; F_{c1} , F_{y1} – площі штокової та поршневої камер гідроциліндрів 5, 6, відповідно; l_{b1} – довжина стріли 7 від осі її обертання до осі закріплення гідроциліндрів 5, 6; x_s , x_c – координати положення центру мас стріли 7 та вантажу по осі x ; M_{t1} , M_{t2} , M_{t3} – моменти тертя, що виникають в шарнірах гідроциліндрів 5, 6 та стріли 7; F_o – сила збурення стріли фронтального навантажувача.

ДОДАТОК Н

Оптимізація конструктивних параметрів врівноважувального клапана для багаторежимного гідроприводу стріли фронтального навантажувача

Дослідження по оптимізації параметрів врівноважувального клапана проведено для нормального режиму роботи (навантаження T змінюється від 6кН до 8кН, швидкість руху стріли $V=0,09\text{м/с}$). В якості комплексний критерій оптимізації W_{opt} використано формулу (3.42) з врахуванням формул (3.43) та (3.44).

В процесі оптимізації використано параметри: площі дроселів f_d та f_b , коефіцієнту підсилення робочого вікна K_y , діаметр поршня d_{y1} , діаметр основного золотника d_{y2} та попереднє стиснення пружини H_y , які змінювалися в таких діапазонах: $f_d=f_b=(0,5\dots1,1)\cdot10^{-6}\text{м}^2$, $K_y=(0,5\dots1,5)\cdot10^{-3}\text{м}$, $d_{y1}=(15\dots20)\cdot10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=(15\dots20)\cdot10^{-3}\text{м}$ та $H_y=(2\dots7)\cdot10^{-3}\text{м}$. Обрані діапазони параметрів обумовлені стійкістю роботи багаторежиного гідроприводу (див. підрозділ 3.3) [61].

Оптимізація виконувалася методом LP-пошуку. В процесі оптимізації розраховано послідовно перехідні процеси для 160 дослідів для зустрічного та супутнього навантаження. Розрахунок проведено для різних комбінацій параметрів f_d , f_b , K_y , d_{y1} , d_{y2} , H_y . Отримано похибки $\delta(V)$, $\delta(V)^*$ стабілізації потоку, величини перерегулювання $\sigma(p_n)$, $\sigma(p_y)^*$, час перехідного процесу $t_p(p_n)$, $t_p(p_y)^*$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)$, $N(p_n)^*$ та по формулі (3.42) розраховано комплексний критерій оптимізації. Проміжні результатами розрахунку наведені в таблиці Н.1 та Н.2.

Таблиця Н.1

**Результати розрахунків критерію оптимізації для багаторежимного
гідроприводу стріли навантажувача при зустрічному навантаженні**

№	dy_2 , мм	fd , мм ²	H_y , мм	K_y , мм	$\sigma(pn)$, %	$tp(pn)$, с	$\delta(V)$, %	$N(pn)$, Вт	W_{opt1}
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	15	0,5	2	0,5	30,7	2,4	7,6	5670	0,6114244
2				1	34,4	1,7	9	5550	0,5834981
3				1,5	45,6	1,3	9,2	5540	0,5855274
4			4	0,5	35,3	2,6	6,8	5750	0,6307751
5				1	36,80	1,8	9,3	5650	0,6044908
6				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
7			7	0,5	41,4	2,8	6,8	5830	0,6628745
8				1	39,7	2,5	7,6	5825	0,6476744
9				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
10		0,8	2	0,5	63,8	3,5	8,7	5780	0,7825375
11				1	56,6	2,6	11	5650	0,7248489
12				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
13			4	0,5	60,2	4	8,6	5850	0,8096639
14				1	55,9	2,4	10,2	5770	0,7068438
15				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
16			7	0,5	не стійка робота гідроприводу				1
17				1	не стійка робота гідроприводу				1
18				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
19		1,1	2	0,5	77,5	4,2	8,3	5760	0,8565398
20				1	83,2	2,5	8,6	5650	0,7546959
21				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
22			4	0,5	79,1	4,5	9,4	5840	0,8970599
23				1	80,2	2,2	10,9	5810	0,7619752
24				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
25			7	0,5	не стійка робота гідроприводу				1
26				1	не стійка робота гідроприводу				1
27				1,5	не стійка робота гідроприводу				1
28		0,5	2	0,5	37,5	1,7	7,1	5370	0,560005
29				1	36,8	1,2	8,8	5290	0,540315
30				1,5	34,7	1	12,1	5255	0,557853
31			4	0,5	39,3	1,7	7,5	5410	0,570954
32				1	37,5	1,3	8	5330	0,541572
33				1,5	34,8	1,1	9,8	5295	0,540525
34			7	0,5	39,2	1,9	6,2	5460	0,571754
35				1	37,5	1,5	8,7	5385	0,565726
36				1,5	34,3	1,5	10,7	5370	0,580122
37				0,5	52,5	1,7	10,9	5385	0,640260
38			2	1	52,7	1,4	13	5285	0,639613

Продовж. табл. Н.1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
39	18	0,8		1,5	50,6	1,2	14,7	5270	0,639891
40			4	0,5	54,3	2,2	16,1	5430	0,739657
41				1	51,4	1,6	12,6	5355	0,648839
42				1,5	50,8	1,5	12,2	5325	0,634620
43			7	0,5	52,20	2,2	8,7	5470	0,652088
44				1	51,4	2,1	10,1	5410	0,656422
45				1,5	50,8	1,8	11,5	5350	0,6479029
46				0,5	52,2	3,2	12,3	5370	0,754770
47		1,1	2	1	66	2,1	14	5285	0,729679
48				1,5	52,4	1,5	13,3	5260	0,647705
49				0,5	64,9	3,5	11,5	5430	0,799233
50			4	1	65,3	2,6	12,7	5355	0,750062
51				1,5	63	1,9	13,1	5290	0,699105
52				0,5	70,9	4,5	9,8	5460	0,862432
53			7	1	68,3	2,4	10,9	5430	0,727215
54				1,5	65,5	1,8	11,5	5390	0,685290
55	20	0,5	2	0,5	68,5	2,4	11,9	5260	0,730407
56				1	57,4	1,3	13,6	5190	0,646229
57				1,5	50,8	1,1	15,5	5160	0,637206
58			4	0,5	61,1	2,2	9,7	5260	0,674142
59				1	54,5	1,5	11,5	5200	0,629104
60				1,5	46,7	1,1	13,7	5160	0,606779
61			7	0,5	53,7	2,6	9,3	5340	0,6825517
62				1	55,3	1,5	11,9	5260	0,638676
63				1,5	53,8	1,1	15,1	5200	0,641898
64		0,8	2	0,5	66,4	3	11,6	5240	0,760904
65				1	67,1	2	14	5160	0,719246
66				1,5	50,7	1,7	17,2	5170	0,696907
67			4	0,5	62,8	3,1	9,7	5280	0,739254
68				1	66,4	1,8	12,4	5180	0,686970
69				1,5	55,7	1,6	16,9	5160	0,698319
70			7	0,5	64,7	2,7	9,9	5320	0,721492
71				1	62	1,9	12,7	5250	0,690078
72				1,5	55,6	1,6	14,8	5230	0,677668
73		1,1	2	0,5	74,7	3,1	11,2	5260	0,783977
74				1	64,1	1,9	15,9	5150	0,726570
75				1,5	67	1,7	17,5	5130	0,737467
76			4	0,5	72,3	3,8	9,8	5250	0,808362
77				1	62,8	2	10,9	5175	0,674250
78				1,5	59	1,7	15	5160	0,691204
79			7	0,5	74,3	4	10,1	5330	0,834034
80				1	65,6	2,5	12,4	5240	0,734791
81				1,5	75	1,8	13,1	5210	0,7171822

Таблиця Н.2

**Результати розрахунків критерію оптимізації для багаторежимного
гідроприводу стріли навантажувача при супутньому навантаженні**

№	$dy_1, \text{мм}$	$fb, \text{мм}^2$	$H_y, \text{мм}$	$K_y, \text{мм}$	$\sigma(py), \%$	$tp(py), \text{с}$	$\delta(V), \%$	$N(pn), \text{Вт}$	W_{opt2}
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	15	0,5	2	0,5	50,5	0,7	2,4	932	0,614550
2				1	74,9	0,72	2,3	874	0,636967
3				1,5	92,5	0,85	1,6	853	0,659134
4			4	0,5	57	0,73	2,8	972	0,660458
5				1	73,4	0,8	2,1	888	0,648584
6				1,5	91,7	1	1,9	870	0,710173
7			7	0,5	61,3	0,75	1,8	1034	0,647361
8				1	70,2	0,95	1,2	943	0,655764
9				1,5	92,8	1,3	0,9	905	0,748758
10		0,8	2	0,5	63	0,71	2,9	936	0,659215
11				1	79,5	0,73	3,6	874	0,701924
12				1,5	100,4	0,81	2,5	867	0,704853
13			4	0,5	62,5	0,73	2,4	959	0,648430
14				1	73,7	0,75	2,2	892	0,642944
15				1,5	99,2	0,82	1,7	868	0,671496
16			7	0,5	62,7	0,72	1,9	1023	0,643733
17				1	76,4	0,85	1,4	919	0,644115
18				1,5	102	1,12	0,9	904	0,721591
19		1,1	2	0,5	64,5	0,58	2,9	923	0,627834
20				1	79,9	0,74	2,5	868	0,656320
21				1,5	112	0,8	2,2	892	0,715519
22			4	0,5	62,4	0,6	2,4	965	0,620012
23				1	86	0,73	2,1	889	0,652805
24				1,5	115	0,86	1,7	868	0,705906
25			7	0,5	63,2	0,75	1,6	1027	0,639848
26				1	85,4	0,83	1,4	926	0,655873
27				1,5	125,5	1,05	1	894	0,744241
28		0,5	2	0,5	27,4	0,81	4,5	853	0,669563
29				1	42,6	0,9	4,2	877	0,708759
30				1,5	51,3	1	3,9	885	0,735249
31			4	0,5	28,3	0,75	3,7	898	0,636164
32				1	38,9	0,86	2,5	873	0,620124
33				1,5	53,4	0,99	2,4	869	0,667816
34			7	0,5	32,1	0,71	2,7	913	0,594788
35				1	47,5	0,82	2,3	875	0,616668
36				1,5	59,7	0,94	2	870	0,649586
37			2	0,5	46,2	0,81	4,5	886	0,709097
38				1	63,2	0,9	3,7	874	0,719434
39				1,5	82,5	0,97	2,8	887	0,731819

Продовж. табл. Н.2

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	18	0,8	4	0,5	51,5	0,67	3,7	895	0,653805
41				1	61,3	0,78	2,8	873	0,650126
42				1,5	80,3	0,96	2,6	878	0,714883
43			7	0,5	50,1	0,72	3,2	912	0,646768
44				1	61,4	0,87	2,8	875	0,671635
45				1,5	73,2	0,89	2,5	870	0,680838
46		1,1	2	0,5	54,2	0,8	3,9	883	0,693136
47				1	61,7	0,91	3,7	875	0,719641
48				1,5	85,1	1,03	3,6	889	0,784431
49			4	0,5	51,5	0,78	3,8	892	0,682574
50				1	62,2	0,89	3,4	873	0,702477
51				1,5	91,5	0,99	2,8	883	0,749616
52			7	0,5	45,9	0,74	2,7	915	0,624284
53				1	64,2	0,86	1,8	878	0,632106
54				1,5	84,2	0,94	1,7	870	0,675864
55	20	0,5	2	0,5	21,5	0,65	4,3	874	0,620820
56				1	20,3	0,71	3,9	882	0,618053
57				1,5	47,2	0,82	3,4	890	0,667351
58			4	0,5	20,5	0,67	4,7	878	0,642023
59				1	28,9	0,73	3,2	877	0,605136
60				1,5	46,5	0,82	2,7	885	0,634997
61			7	0,5	22,6	0,63	3,7	887	0,596197
62				1	29,3	0,74	2,8	872	0,589609
63				1,5	46,1	0,82	2,6	874	0,626913
64		0,8	2	0,5	32,2	0,71	3,9	873	0,634406
65				1	50,3	0,84	3,2	882	0,666075
66				1,5	69,2	0,92	2,3	898	0,681000
67			4	0,5	31,4	0,73	3,7	875	0,629816
68				1	50,4	0,86	2,9	884	0,658664
69				1,5	67,9	0,91	2,3	888	0,673719
70			7	0,5	30,3	0,76	3,5	886	0,629667
71				1	40,9	0,8	2,5	875	0,610046
72				1,5	70,5	0,93	1,9	879	0,662846
73		1,1	2	0,5	41,1	0,74	3,5	872	0,638201
74				1	60,7	0,82	2,7	882	0,656756
75				1,5	79,7	0,84	2	899	0,666796
76			4	0,5	42,4	0,77	4,4	878	0,687234
77				1	58,6	0,86	2,6	882	0,658385
78				1,5	78,9	0,89	2,5	894	0,696885
79			7	0,5	42,8	0,78	2,9	900	0,632733
80				1	61,2	0,89	2,7	878	0,672546
81				1,5	82,1	0,97	2,2	872	0,701297

В результаті розрахунку (див. таб. Н.1) критерію оптимізації при зустрічному навантаженнях встановлено, що $W_{opt1}=0,540525$ оптимальне в 33 досліді. Для супутнього навантаження (див. таб. Н.2) найменший критерій оптимізації $W_{opt2}=0,589609$ при 62 досліді.


Просумувавши результати розрахунку, встановлено, що комплексний критерій оптимізації буде найменший $W_{opt}=1,146709$ для дослідів 32 при зустрічному навантаженні та дослідів 59 при супутньому навантаженні.

Розраховано конструктивні параметри врівноважувального клапана для гідроприводу стріли, де оптимальне сполучення параметрів $d_{y1}=20 \cdot 10^{-3}\text{м}$, $d_{y2}=18 \cdot 10^{-3}\text{м}$, $H_y=4 \cdot 10^{-3}\text{м}$, $K_y=1 \cdot 10^{-3}\text{м}$, f_d та $f_b=0,5 \cdot 10^{-6}\text{м}^2$ забезпечує: величину перерегулювання $\sigma(p_n)=37,5\%$, $\sigma(p_y)^*=28,9\%$, час перехідного процесу $t_p(p_n)=1,3\text{с}$, $t_p(p_y)^*=0,73\text{с}$, похибку стабілізації швидкості $\delta(V)=8\%$, $\delta(V)^*=3,2\%$, затрати потужності гідроприводу $N(p_n)=5330\text{Вт}$, $N(p_n)^*=877\text{Вт}$ при зустрічному та супутньому навантаженнях, відповідно.

ДОДАТОК П

Акти впровадження результатів дисертації

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер
ЗАТ «Левада»
Кириченко О.А.
« 29 » вересня 2018 р.



АКТ

**про підтвердження впровадження результатів кандидатської дисертації
Піонткевича Олега Володимировича**

Комісія у складі:

голова комісії – головний механік Войтюк А.К., та члени комісії – працівники ЗАТ «Левада» Серeda В.І. та Петренко О.Д., розглянувши матеріали дисертаційної роботи інженера кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету Піонткевича Олега Володимировича, склала цей акт про впровадження результатів кандидатської дисертації.

В дисертаційній роботі Піонткевича О.В. обґрунтовано вимоги до сучасних фронтальних навантажувачів, на основі яких запропоновано удосконалити схему гідроприводу за допомогою врівноважувального клапана. Розроблено схему та конструкцію врівноважувального клапана.

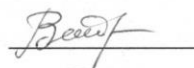
Використання врівноважувального клапана забезпечує високий ступінь герметичності камер гідроциліндра (до 0,4 мл/хв) та стабілізацію швидкості руху виконавчого органу (до 8%) гідроприводу фронтального навантажувача.

Рекомендації щодо вибору співвідношення конструктивних параметрів та креслення на розроблений врівноважувальний клапан, а також гідравлічна схема підключення передано ЗАТ «Левада» для використання.

Застосування врівноважувального клапана в гідроприводі фронтального навантажувача також дозволяє зменшити непродуктивні втрати енергії (до 35%) за рахунок тиску до 3 МПа на керування опусканням виконавчого органу.

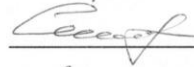
Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленого врівноважувального клапана становить 17.404 грн на одну мобільну машину типу фронтальний навантажувач.

Голова комісії



Войтюк А.К.

Члени комісії



Серeda В.І.



Петренко О.Д.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор з науково-педагогічної роботи по організації навчального процесу та його науково-методичного забезпечення



проф. Васілевський О.М.

02 2019р.

АКТ

**про впровадження результатів кандидатської дисертації
Піонткевича Олега Володимировича
на тему "Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу
фронтального навантажувача"
у навчальний процес**

Комісія у складі:

голова комісії – декан Факультету машинобудування та транспорту (ФМТ), к.т.н., професор Буренніков Ю.А. та члени комісії – заступник декана ФМТ з навчально-методичної роботи, к.т.н., доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування (ТАМ) Петров О.В., заступник завідувача кафедри ТАМ, к.т.н., доцент Савуляк В.В.; склала цей акт про підтвердження того, що дійсно у Вінницькому національному технічному університеті під час викладання дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» для студентів спеціальності 131 – «Прикладна механіка» впроваджено результати кандидатської дисертаційної роботи інженера кафедри ТАМ Піонткевича Олега Володимировича.

Отримані О. В. Піонткевичем результати застосовано у ряді лекцій, практичних занять та лабораторних робіт та включають:

- методику дослідження потоків робочої рідини в каналах врівноважувального клапана за допомогою пакету програм Autodesk Simulation CFD;
- експериментальну методику дослідження впливу навантаження на швидкодію сервозолотника врівноважувального клапана;
- алгоритм для моделювання та розрахунків характеристик розробленого багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача в обчислювальному середовищі «MATLAB 6.0» Simulink.

Голова комісії

Буренніков Ю. А.

Члени комісії

Петров О. В.

Савуляк В. В.

ДОДАТОК Р

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

1. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість та швидкодію гідропривода з електрогідравлічним керуванням / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – С. 29–33.

2. Козлов Л. Г. Експериментальний стенд для визначення характеристик гідроприводів з пропорційним керуванням/ Л.Г. Козлов, В.А. Ковальчук, С.М. Лозовський, А.О. Товкач, О.В. Піонткевич, М.П. Коріненко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №. 4. – С. 74-78.

3. Козлов Л. Г. Дослідження статичних і динамічних характеристик систем керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів [Електронний ресурс]. / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – №. 3. – 6 с. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/416>. (видання входить до наукометричних баз даних IndexCopernicus, РИНЦ)

4. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2: – С. 68– 76.

5. Polishchuk L. Research of dynamic processes in the control system of the hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows / L. Polishchuk, Ye. Kharchenko, O. Piontkevych, O. Koval // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Т. 2. – №. 8 (80). – С. 22–29. (видання входить до наукометричних баз даних SCOPUS, CrossRef, IndexCopernicus, American Chemical Society, РИНЦ, WorldCat, Ulrich's Periodicals Directory, BASE, ResearchBib, CiteFactor).

6. Патент №107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – № u201511543; заявл. 23.11.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с.

7. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на швидкодію механотронного гідропривода / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Піонткевич // Матеріали XI Міжнародної конференції «Контроль і управління в складних системах (КУСС-2012)». – 2012. – С. 198–199.

8. Козлов Л. Г. Вплив параметрів на стійкість гідроприводу стріли фронтального навантажувача / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А.О. Іванов, Т.А. Іванчук // XLV Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2016. – 2с.

9. Піонткевич О. В. Вплив параметрів гальмівного клапана на динамічні характеристики гідропривода / О. В. Піонткевич // II Міжнародна науково-практична Інтернет-конференція "Молодь в технічних науках: дослідження, проблеми, перспективи", ВНТУ. – 2016. – 3 с.

10. Козлов Л. Г. Визначення гідродинамічної сили на золотнику гальмівного клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич // XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. : тези доп. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – С. 134–136.

11. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve [Текст] / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D. D. Ubidia Rodrigues // Тези доповідей II-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідро- та пневмоприводи машин», м. Вінниця, 15-16 листопада 2016 р. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – С. 119–120

12. Козлов Л. Г. Огляд схем та конструкцій гальмівних клапанів для гідросистем / Л.Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С.І. Котик // XLVI Науково-

технічна конференція факультету машинобудування та транспорту. – 2017. – 2с.

13. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНІКА 2017», Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195–200.

14. Піонткевич О. В. Визначення ступеня герметичності багатофункціонального гальмівного клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов // Матеріали XXII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. – С. 118–119.

15. Burennikov Y. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Y Burennikov, L Kozlov, V Pyliavets, O Piontkevych // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 8 p. (видання входить до наукометричних баз даних Science (CPCI-S) (Thomson Reuters, Web of Science), Scopus, Compendex, Inspec, INIS (International Nuclear Information System), Chemical Abstracts, NASA Astrophysics Data System, Polymer Library).

16. Kozlov L. H. Reduction of nonproductive losses in the hydraulic drive control system of a mobile machine on the basis of the counterbalance valve / L.H. Kozlov, O.V. Piontkevych, S.I. Kotyk, W.P.B. Mbouyim // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»: міжнар. наук.-техн. конф., 3-6 жовтня 2017 – С. 68–69.

17. Козлов Л. Г. Аналіз енергетичних втрат в системі керування гідроприводом фронтального навантажувача «БОРЕКС 2206» [Електронний ресурс] / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, С. І. Котик, В. П. Б. Мбуїм // Матеріали XLVII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 14-23 березня 2018 р. – Електрон. текст. дані. – 2018. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/view/4513>.

18. Козлов Л. Г. Експериментальні дослідження характеристик врівноважувального клапана для системи керування гідроприводом фронтального навантажувача [Текст] / Л. Г. Козлов, Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Технології та інфраструктура транспорту», м. Харків, 14-16 травня 2018 р. – Харків : УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – С. 66–68.

19. Піонткевич О. В. Дослідження сервозолотника врівноважувального клапана [Текст] / О. В. Піонткевич, Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук // Матеріали XXIII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Київ, 19-22 червня 2018 р. – Київ : НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2018. – С. 157-159.